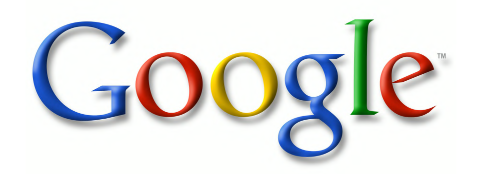



3 3433 06640807 5

Die

Kraftmaschinen

des

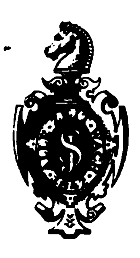
Kleingewerbes.

Von

J. O. Knoke,
Oberingenieur.

Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage.

Mit 452 in den Text gedruckten Figuren.



Berlin.
Verlag von Julius Spring

Die

Kraftmaschinen

des

Kleingewerbes.

Von

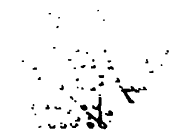
J. O. Knoke,
Oberingenieur.

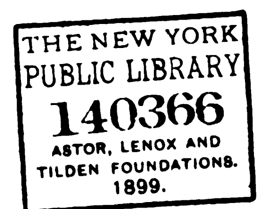
Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage.

Mit 452 in den Text gedruckten Figuren.

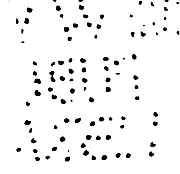


Berlin.
Verlag von Julius Springer.
1899.





Druck der kgl. Universitätsdruckerei von H. Stürtz in Würzburg.



Vorwort.

Die Aufgabe, das Gebiet der Kraftmaschinen für das Kleingewerbe einheitlich und übersichtlich zur Darstellung zu bringen, ist eine ebenso umfangreiche wie schwierige, sobald die Forderung der Berücksichtigung alles vorhandenen Stoffes gestellt wird. Ich übergebe deshalb diese Schrift, die einen Versuch der Lösung genannter Aufgabe enthält, nicht ohne Bedenken der Oeffentlichkeit, da ich mir wohl bewusst bin, wie schwer es ist, den sehr verschiedenen möglichen Forderungen Rechnung zu tragen. Angesichts der grossen Fortschritte, die auf besagtem Gebiete während der letzten Jahre zu verzeichnen waren, erschien mir das Unternehmen einer Bearbeitung des Gegenstandes dennoch lohnend, umsomehr, als seit dem Erscheinen der letzten derartigen Schrift (Musil, Die Motoren für das Kleingewerbe, 2. Aufl. 1883) mehrere Jahre verflossen sind. Der in dieser Richtung bereits vorliegende, theils in selbständigen Schriften, theils in Zeitschriften veröffentlichte Stoff gab natürlich die Grundlage für vorliegende Bearbeitung ab. Es erschien mir jedoch geboten, die in selbständigen Schriften über Kleinkraftmaschinen bisher inne gehaltenen Grenzen nicht unwesentlich zu erweitern. Musil giebt hauptsächlich Beschreibungen von Maschinen; abgesehen davon, dass die Zahl der zu berücksichtigenden Anordnungen eine erheblich grössere ist, als jene Schrift aufweist, hielt ich es für erforderlich, neben der Beschreibung der Maschinen auch kurze geschichtliche Bemerkungen, theoretische Betrachtungen und die sehr lehrreichen Ergebnisse der vielen ausgeführten Versuche aufzunehmen.

iner eingehenderen Besprechung wurden nicht nur jene Kraft-
welche auf dem Markte vorhanden sind,

sondern auch solche, welche zwar der Vergangenheit angehören, aber doch eine wesentliche Stufe der Entwicklung darstellen oder gründlichen und darum auch jederzeit lehrreichen Versuchen unterzogen worden sind: von einer Behandlung aller in den Patentschriften niedergelegten (und oft daselbst begrabenen) Gedanken wurde dagegen Abstand genommen. Die heute auf dem Markte befindlichen, durch bemerkenswerthe Anordnung usw. gekennzeichneten Kleinkraftmaschinen glaube ich vollzählig behandelt zu haben: in den Fällen, in denen auch mehrfache Anfragen bei den Fabriken keinerlei Erfolg hatten, war ich ausser Stande, genügende Mittheilungen zu machen.

Das Einflechten geschichtlicher Bemerkungen bedarf wohl heutzutage keiner Rechtfertigung mehr, nachdem M. Rühlmann mit seinen klassischen geschichtlichen Arbeiten auf dem Gebiete der allgemeinen und theoretischen Maschinenlehre Bahn gebrochen hat.

Betreffs der theoretischen Betrachtungen und Rechnungen glaubte ich mir eine gewisse Beschränkung auferlegen zu müssen, nicht nur im Hinblick auf das Wesen der vorliegenden Schrift, welche kein Lehrbuch der Theorie sein soll, sondern auch bezüglich des gebotenen Umfangs. Die Heissluftmaschinen insbesondere sind lange Zeit der Gegenstand theoretischer Forschung gewesen, deren Werth nicht im mindesten bestritten werden soll; immerhin aber fand ich es für gerathen, nur eine dieser Theorieen aufzunehmen und zwar diejenige, die einer Prüfung ihres Werthes durch Versuchsergebnisse mehrfach unterlegen hat. Dagegen erschien es mir erforderlich, die Wirkungsweise und die Vortheile der etwas in Vergessenheit gerathenen Regeneratoren der Heissluftmaschinen etwas eingehender zu beleuchten. Zeuner's „Technische Thermodynamik“ erschien erst während der Drucklegung meiner Arbeit, so dass die daselbst enthaltenen sehr reichhaltigen Abschnitte über Heissluft- und Gaskraftmaschinen im Folgenden leider keine Berücksichtigung mehr erfahren konnten; nur das sei angeführt, dass sich Zeuner gleichfalls für die Verwendung der Regeneratoren ausspricht, in Uebereinstimmung mit meinen aus Versuchen abgeleiteten Folgerungen. Die Wirkungsweise der schwingenden Wassersäulenmaschinen rechnerisch zu verfolgen, erschien mir nothwendig, da in dieser Richtung meines Wissens noch nichts vorliegt. Die Anschauungen über die Verbrennungsvorgänge in dem Cylinder der Gaskraftmaschine sind so mannigfache und in vielen Beziehungen noch so ungeklärte, dass mir eine möglichst ausführliche Darlegung am Platze schien. Die Wiedergabe einer ausführ-

lichen, neuere Unterlagen berücksichtigenden Untersuchung dieser Vorgänge musste leider unterbleiben, da sich die betreffenden, sehr umfänglichen Versuche als nicht einwandfrei erwiesen.

Die Ergebnisse der zahlreichen an Kleinkraftmaschinen ausgeführten Versuchsreihen habe ich in möglichster Vollständigkeit aufgenommen. Dieselben werden sich natürlich nicht mit denen des Betriebes decken, da bei derartigen Versuchen ein tadelloser Zustand der Kraftmaschine Voraussetzung ist; man kann aber dennoch in ihnen einen Vergleichsmassstab für die Beurtheilung des Werthes der verschiedenen Kleinkraftmaschinen erblicken.

In den Bemühungen an Stelle der veröffentlichten Zeichnungen solche neuester Ausführungen zu setzen, bin ich in freundlichster Weise von der weitaus grössten Zahl der befragten Firmen unterstützt worden und ich statte denselben hierdurch den verbindlichsten Dank ab.

Auch der liebenswürdigen Unterstützung durch Uebermittelung von Sonderabdrücken u. s. w. von Seiten vieler Forscher, sowie der vortrefflichen Ausstattung meiner Schrift durch den Herrn Verleger habe ich mit ergebenstem Danke zu gedenken.

In wie weit es mir gelungen ist, entbehrliche fremdsprachliche Ausdrücke durch deutsche zu ersetzen, hat die Oeffentlichkeit zu entscheiden.

Es sei mir zum Schlusse noch die Bitte an den Leser gestattet, die möglichst gewissenhaft ausgeführte Arbeit mit gütiger Nachsicht beurtheilen zu wollen.

Dresden, im Juli 1887.

J. O. Knoke.

Vorwort zur zweiten Auflage.

Bei der Bearbeitung der vorliegenden zweiten Auflage, welche ich einem Wunsche der Verlagsbuchhandlung Julius Springer entsprechend übernahm, trat an mich die Frage heran, ob ich den bei der ersten Auflage eingenommenen Standpunkt, die Kleinkraftmaschinen in ihrer Entwicklung und derzeitigen Gestalt zu beschreiben, beibehalten oder ob ich lediglich das derzeitige Entwicklungsstadium zur Darstellung bringen solle. Nach reiflicher Erwägung entschied ich mich dafür, den Charakter der ersten Bearbeitung beizubehalten, da mir geschichtliche Rückblicke angesichts der rastlosen, energischen Entwicklung unserer Industrie nur zweckmässig und lehrreich erscheinen.

In dem seit dem Erscheinen der ersten Auflage verflossenen Zeitraume sind die Heissluftmaschinen fast vollständig verdrängt worden; dagegen haben die Petroleumkraftmaschinen eine Entwicklung genommen, welche vor zehn Jahren nicht zu vermuthen war. Da auch auf dem Gebiete der Gaskraftmaschinen bedeutende Fortschritte zu verzeichnen sind, so musste der Umfang der vorliegenden Arbeit naturgemäss ein grösserer sein und eine gewisse Beschränkung bei der Auswahl aus dem so reichhaltig vorhandenen Material Platz greifen. Auf den in den Patentschriften vorhandenen Stoff wurde aus diesem Grunde so gut wie ganz Verzicht geleistet. Die angeführten Nummern von Patenten bitte ich im Uebrigen lediglich als Litteraturnachweise zu betrachten; diese Angaben sollen über den rechtlichen Bestand dieser Patente keinerlei Auskunft geben.

Die letzten Jahrgänge unserer technischen Zeitschriften enthalten so reichhaltige Berichte über fragliches Gebiet, dass neben den selbst-

ständigen Veröffentlichungen vor allem dieses Material heranzuziehen war. Für die freundliche Unterstützung, welche mir durch Ueberlassung weiteren Materials von einer grossen Zahl von Firmen und Forschern zu Theil wurde, spreche ich hiermit den verbindlichsten Dank aus. Die Einschaltung eines kurzen Ueberblickes über die Ergebnisse vergleichender Rechnungen bezüglich der Arbeitsprocesse der Gaskraftmaschinen erschien mir erwünscht. Verschiedene der neuesten Veröffentlichungen (z. B. über den Dieselmotor) konnten bei der Drucklegung eine Berücksichtigung leider nicht mehr erfahren.

Das Gebiet der Elektrotechnik habe ich im Einvernehmen mit der Verlagsbuchhandlung ausgeschlossen; andernfalls wäre der Umfang bedeutend grösser geworden und die Mitarbeit eines Spezialisten hierfür erforderlich gewesen.

Zum Schlusse erlaube ich mir noch die Bitte auszusprechen, auch dieser Bearbeitung das gleiche freundliche Wohlwollen entgegenbringen zu wollen, dessen sich die erste Auflage zu erfreuen hatte.

Nürnberg, im Mai 1899.

J. O. Knoke.

Inhaltsverzeichniss.

Seite

. . . . 1

.. Arbeitsvermögen 2 — Eintheilung der Kleinkraftmaschinen ..etriebskosten 3.

..**kraftmaschinen** 6

..meines 6

..schichtliches 6 — Eintheilung der Wassersäulenmaschinen 9 — Turbinen 11.

Wassersäulenmaschinen 11

Verfügbare Arbeit 11 — Versuche 12 — Schmid 13 — Theorie der schwingenden Wassersäulenmaschinen 16 — Kröber 29 — Wyss & Studer 31 — Haag 35 — Kieffer & Engelmann 40 — Mayer 41 — Theorie der Wassersäulenmaschinen mit Luftkissen 42 — Winter 51 — Adam 53 — Helffenberger, Kernaul 55 — Hastie 55 — Schaltenbrand & Möller 58 — Göbel 61 — Mégy 62.

Turbinen 63

Queva & Co. 63 — Kuhnert 67 — Rieter 67 — Ziegler & Bosshard 69 — Escher, Wyss & Comp. 71 — Bell & Comp. 72 — Pelton 72.

Heissluftmaschinen 76

Eintheilung und Geschichtliches 76

Eintheilung 77 — Geschichtliches 78 — Cayley 79 — Stirling 79 — Carnot 79 — Regenerator 80 — Parkinson und Crossley 81 — Arnott 81 — Ericsson 81 — Franchot 82 — Andraud 83 — Ericsson 83 — Pascal 84 — Whipple 87 — Belou 87 — Laubereau-Schwartzkopff 88 — Edwards und Piobert 89 — Wilcox 89 — Windhausen und Huch 89 — Royer 90 — Churchill 90 — Johnson 90 — Young und Kirk 90 — James 91 — Burdin und Bourget 91 — Shaw 92 — Wenham 92 — Hopmann, Nacke, Hanner 92.

Seite

Geschlossene Heissluftmaschinen 92
Lehmann 92 — Theorie geschlossener Heissluftmaschinen 96 — Theorie der Regeneratoren 103 — Belpaire's Entropiediagramm 105 — Lehmann 111 — May & Köhling 119 — Rider 120 — Monski 132 — Zipff & Langsdorff 133 — Stenberg 134 — Jahn & Cie. 141 — Rennes 142 — Buschbaum 147 — Neuerungen 151.

Feuerluftmaschinen 151
Hock 151 — Brown 153 — Theorie der Feuerluftmaschinen 155 — Benier 162 — Todt 166.

Gaskraftmaschinen 168

Geschichtliches 168
Hautefeuille 168 — Huyghens 168 — Papin 169 — Barber 169 — Street 169 — Lebon 169 — Brown 170 — Wright 170 — Barnett 170 — Johnston 171 — Barsanti und Matteucci 171 — Hugon, Reithmann, Siemens 171.

Eintheilung der Gaskraftmaschinen 172
Eintheilung 172 — Systeme 173.

Das Leuchtgas und die Verbrennungsprodukte 174
Dowsongas 174 — Leuchtgas 175 — Analysen und Heizwerthe 176 — Die spezifischen Wärmen 178 — Verbrennung 182 — Mischungsverhältnisse 184 — Versuche 184.

Die Arbeitsprocesse der Gaskraftmaschinen 187
Arbeitsprocesse ausgeführter Gaskraftmaschinen 188, 191 — Köhler's Process 192 — Diesel 193 — Banki 194 — Stodola 194.

Explosionsmaschinen ohne Verdichtung der Ladung . . . 195
Lenoir 195 — Hugon 198 — Ravel 199 — Turner 200 — Ord 200 — Bénier und Lamart 200 — Edwards 201 — Parker 201 — Hutchinson 201 — Forest 201 — Economic Motor Co. 203.

Explosionsmaschinen mit Verdichtung der Ladung 204
Otto 204 — Beau de Rochas 205 — Gasmotorenfabrik Deutz 213 — Crossley Bros. 227 — Scavenging engine 230 — Stockport-Otto 234 — Barker 236 — Fielding & Platt 237 — Robey & Co., Wells Brothers 237 — Gebr. Körting 237 — Wittig & Hees 250 — Linford 250 — Kirk Rider 251 — Funck 251 — Buss, Sombart & Co. 251 — Friedr. Krupp Grusonwerk 252 — Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G. 253 — Clerk 253 — Siemens 258 — Worsam 259 — Beissel 259 — Kabath 259 — Maxim 259 — Lenoir 259 — Seraine 261 — Benz 261 — Delamare-Deboutеville und Malandin 263 — Bielefelder Nähmaschinenfabrik Dürkopp & Co. 267 — Werkzeugmaschinenfabrik Union 267 — Adam 269 — Lutzky 269 — Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Nürnberg 272 — Dresdener Gasmotorenfabrik vorm. M. Hille 272 — Bald. Bechstein, Société française des moteurs Crébessac, Lenoir, Berlin.-Anh.-Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft.

Seite

Borsig, Schweiz. Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur, Martini, F. Saurers Söhne 272 — Schmid, Motorenfabrik Werdau, Mansfeld 273 — Seraine 273 — Trent gas engine 275 — Atkinson, Differential engine 276 — Atkinson, Cycle engine 278 — Griffin, Beck 282 — Burt, Acme Compound engine 285 — Clerk, Weiterentwicklung der Gaskraftmaschine 287.

Verbrennungsmaschinen mit Verdichtung der Ladung . . . 289

Simon 289 — Hambruch 291 — Simon 291 — Foulis, Livesay 292 — Crown 292 — Schiltz, Zimmermann, Fink 292.

Atmosphärische und andere Maschinen 293

Barsanti und Matteucci 293 — Langen und Otto 294 — Bisschopp 299 — Gilles 304 — Hallewell 304 — Robson 304 — François 304 — Schweizer 305.

Die Vorgänge im Cylinder der Gaskraftmaschinen 305

Grashof 306 — Meidinger 306 — Theorie von Otto 307 — Schichtung und sich verlangsamende Verbrennung 309 — Wigand 309 — Slaby 311 — Wedding, Dissociation 313 — Clerk 313 — Rücker 317 — Bousfield 318 — Clerk 322 — Slaby, calorimetrische Untersuchungen 327 — Versuche und Rechnungen von Brooks und Steward 331 — Versuche betreffs der Schichtung 335 — Gasmotorenfabrik Deutz und Schöttler 335 — Versuche beim Patentprocess Otto-Steel 338 — Teichmann 339 — Versuche an Modellen und Maschinen von Deutz, Gebr. Körting und Benz 339 — Clerk's Versuche 341 — Untersuchungen von Ayrton und Perry 342 — Veränderlichkeit der specifischen Wärmen 347 — Dissociation 347 — Versuche von Witz 349 — Ergebnisse derselben 355 — Schöttler's Gutachten in einem Patentprocess 356 — Einwände 358 — Versuche von Frese 359 — Versuche von Körting 360 — Ebbs 361 — Slaby's Versuche zur Widerlegung der Witz'schen Theorie 361 — Entgegnung von Witz 364 — Slaby's weitere Versuche 364 — Slaby's neueste Versuche 372 — Kolbenreibung 372 — Kolbengeschwindigkeit 373 — Füllungsperiode 373 — Kompressionsperiode 375 — Zündungsperiode 376 — Zündgeschwindigkeit 378 — Expansionsperiode 379 — Methode von Dwelshauvers-Dery 380 — Entleerungsperiode 381 — Entropiediagramm 382.

Benzin und Petroleum 385

Benzin 385 — Gemischbildung 385 — Petroleum 386 — Petroleumnebel 386 — Verdampfungsverfahren 386.

Benzinkraftmaschinen 388

Street 388 — Hock 388 — Brayton 389 — Spiel 393 — Gasmotorenfabrik Deutz 398 — Daimler 402 — Gebr. Körting 404 — Dresdener Gasmotorenfabrik vorm. M. Hille 406 — Lutzky 406 — Motorenfabrik Werdau 408 — Gasmotorenfabrik Moritz Hille 408 — Benz, Adam 408.

Seite

Petroleumkraftmaschinen 409

Schiltz 409 — Capitaine 410 — Bildung der Ladung 410 — Regulierung 411 — Gasmotorenfabrik Deutz 412 — Gebr. Körting 416 — Daimler-Motoren-Gesellschaft 417 — Priestman Brothers 418 — Hornsby-Ackroyd 423 — Robey 426 — Crossley Bros. 426 — Tangye-Pinkney 427 — Fielding & Platt 427 — Campbell 427 — Britannia-Motor 427 — Clarke, Chapmann & Co. 427 — Weyman & Hitchcock 427 — Wells Brothers 427 — J. M. Grob & Co., Capitaine 428 — Brünler 436 — Ad. Altmann & Co. 437 — Maschinenfabrik Heidelberg 437 — Leipziger Dampfmaschinen- und Motorenfabrik vorm. Ph. Swiderski, Capitaine 441 — Dresdener Gasmotorenfabrik vorm. M. Hille 445 — Motorenfabrik Oberursel W. Seck & Co. 446 — König Friedrich August-Hütte 447 — F. Butzke & Co. 448 — Januscheck 448 — Kjelsberg, Schweiz Lokomotiv- und Maschinenfabrik, v. Lüde, F. Saurers Söhne 448 — Rich. Langensiepen 448 — Schmid, Chn. Mansfeld 449 — Berliner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. L. Schwarzkopff 449 — Motorenfabrik Werdau 449 — Maschinenbau-Gesellschaft München 449 — Gasmotorenfabrik Moritz Hille 451 — Sachsenburger Aktien-Maschinenfabrik und Eisengiesserei 451 — Capitaine 451 — Wassereinspritzung, Capitaine, Banki 457 — Rudolf Diesel 457 — Entropiediagramm des Dieselmotors 468 — Vorgänge im Cylinder der Petroleumkraftmaschine 472 — Meyer's Versuche 472.

Kleindampfmaschinen . . . . 4'

Gesetzliche Bestimmungen 479 — Kleinkessel 481 — C. E. Rost & Co. 481 — Hermann-Lachapelle 481 — Weygandt & Klein 482 — Arndt & Marichal 483 — G. Kuhn 483 — Gendebien & Naumann 484 — Jörning & Sauter, Wegelin & Hübner, Lange & Gehrkens, Zwickauer Maschinenfabrik, Främbs & Freudenberg 485 — H. C. Hoffmeister 485 — C. Schranz und G. Rödiger 490 — F. K. Komarek 491 — Müller & Klasek 494 — F. Friedrich & Jaffé 495 — Friedrich's Zwergmotor 499 — Sächs. Dampfschiffs- und Maschinenbauanstalt 500 — Vogel & Schlegel 500 — Lilienthal 500 — Elze 503 — Klotz, Günther & Kops (Simplexmotor) 505 — Sächs. Stickmaschinen-Fabrik 507 — Davey's Vacuummotor 508 — Sparmotor Klein 511 — Sachs & Bolte (Victoria-Dampfmotor) 512 — Arndt & Marichal (Mignon-Motor) 513 — Scharrer & Gross 514 — G. Kuhn 514 — W. Schmidt (Excelsiormotor) 515 — Eisenwerk Gaggenau (Dampf-Sparmotor) 517 — Hock (Luftdampfmaschine) 520 — Zwergkesselgesetz 521.

Einleitung.

Das mit der Ausbildung und Vervollkommnung der Kraftmaschinen, insbesondere der Dampfmaschinen im engen Zusammenhange stehende Aufblühen der Grossindustrie hat Folgen gehabt, die neben vielen Vortheilen auch Schattenseiten aufweisen, welche ernster Natur sind und mit deren Beseitigung bezw. Milderung der heutigen menschlichen Gesellschaft grosse Aufgaben gestellt sind. Durch die Zusammenfassung der Arbeitskräfte und die dadurch erreichbare Arbeitstheilung ist die Möglichkeit rascherer und billigerer Herstellung von Gebrauchsgegenständen geboten und dies erscheint als grosser Vortheil für den Abnehmer; schwer leidet hierunter jedoch das Handwerk, dessen goldener Boden eine nicht unbedenkliche Abminderung des Werthes erlitten hat. Die Rücksichtnahme auf den grossen Stand der Handwerker, sowie die Thatsache, dass nicht alle Gebrauchsgegenstände von der Grossindustrie hergestellt werden können, oder dass auch in anderen Fällen die Erzeugnisse des Handwerks denen der Grossindustrie vorzuziehen sind, haben Bestrebungen wach gerufen, dem Handwerk die Vortheile des Betriebes durch Maschinen ebenfalls zugänglich zu machen. Die Uebertragung der Arbeitsmaschinen der Grossindustrie in die Werkstätte des Handwerkers bietet nur geringe Schwierigkeiten, da hierbei nur eine Verminderung der Abmessungen erforderlich ist; der Vortheil der Arbeitsmaschinen wäre aber für das Handwerk nahezu hinfällig, sobald der Betrieb derselben durch Menschenkraft erfolgen sollte. Das Hauptaugenmerk ist daher auf die Beschaffung einer mechanischen Betriebskraft für die Werkstätte des Handwerkers zu richten, da er nur dann den Kampf mit der Grossindustrie erfolgreich aufnehmen kann. In der That beweist auch die grossartige Entwicklung des Gebietes der Kraftmaschinen für die Kleinindustrie, dass es sich hierbei um Erhaltung des Lebensnervs des Handwerks handelt; letzteres hat dies wohl verstanden und bringt deshalb diesen Bestrebungen die lebhafteste Theilnahme entgegen. So sehen wir bereits heute das genannte Gebiet [illegible]umfassender [illegible]ebaut und gewahren mit Befriedigung, dass trotz

der grossartigen Erfolge, die erzielt worden sind, die Bemühungen, zu vervollkommnen und den weitest gehenden Ansprüchen zu genügen, rastlose sind.

Die für die Arbeitszwecke der Kleinindustrie zur Verfügung stehenden, natürlich vorhandenen Arbeitsvermögen sind selbstredend dieselben, wie die von der Grossindustrie benutzten, nämlich das Arbeitsvermögen der Wasserläufe, das chemisch gebundene Arbeitsvermögen der Brennstoffe und etwa noch das Arbeitsvermögen der Luft, insofern sie als Wind verwerthbar ist. In Wirklichkeit fallen nur die ersten beiden Arbeitsvermögen ins Gewicht, da dasjenige der Luft als Wind zwar ein sehr grosses ist, jedoch nur zu einem sehr kleinen Theile verwerthbar erscheint und dann auch auf Grund der grossen Veränderlichkeit desselben sich in geeigneten Zeiten damit nur etwa das Füllen eines Arbeitsspeichers (Wasserbehälters) bewirken lässt.

Es bleiben somit im engeren Sinne zur Erzeugung mechanischer Betriebskraft für das Kleingewerbe nur das Wasser und die Brennstoffe übrig. Man hat nach der Art der Kraftlieferung zwei grosse Gruppen unterschieden (Slaby, Zeitschr. d. Ver. d. Ing., 1880, S. 497; Prakt. Masch.-Constr., 1882):

I. Kraftvermiethung und Kraftleitung von einer grossen Quelle;
II. Benutzung kleiner Kraftmaschinen in geschlossener Ausführung.

Zur ersten Gruppe wurden gerechnet die Betriebe von Kleinkraftmaschinen durch Wasserleitungen, durch Luftleitungen und durch Elektricitätsleitungen, zur zweiten Gruppe dagegen die Heissluftmaschinen, die Gas- und Petroleumkraftmaschinen, die Dampfmaschinen, die Wind- und die Federkraftmaschinen. Gegen eine derartige Eintheilung lassen sich aber mancherlei Einwände machen. Eine in günstiger Lage aufgestellte Wasserkraftmaschine, die eine eigene Leitung hat, würde z. B. der zweiten Gruppe zuzuweisen sein. Das Arbeitsvermögen gespannter oder verdünnter Luft, die in Röhren fortgeleitet wird, ist ein künstlich erzeugtes, und es ist nicht ersichtlich, weshalb dasselbe nicht mit dem chemisch gebundenen Arbeitsvermögen des Leuchtgases, das gleichfalls künstlich erzeugt wurde, einer und derselben Gruppe zugewiesen werden soll. Andererseits würde wiederum eine mit Gaserzeuger versehene Gaskraftmaschine eine selbstständige Kraftmaschine sein. Es erscheint daher zweckmässiger, von obiger Eintheilung Abstand zu nehmen und die einzelnen Kraftmaschinen gesondert zu betrachten. Von einer eingehenden Besprechung sollen aber ausgeschlossen werden der Betrieb von Kraftmaschinen durch Luftleitungen, sowie die Wind- und Federkraftmaschinen, und zwar aus Gründen, die zunächst erörtert werden mögen.

Die Versuche, Luft zum Betriebe von Kraftmaschinen in Röhrenleitungen zu verschicken, haben mit ausserordentlichen Schwierigkeiten zu kämpfen gehabt. Wir treten hier auf diese Frage nicht näher ein, son-

dern verweisen auf die zahlreichen Veröffentlichungen über derartige Anlagen (Birmingham, Paris etc.).

Die Windkraftmaschinen gestatten, wie oben angeführt, nur eine beschränkte Verwendung, etwa für Wasserbeförderungszwecke; sie können daher ausgeschieden werden. Die sogenannten Federkraftmaschinen sind keine Kraftmaschinen, sondern Arbeitsspeicher, die eine geringe Menge menschlicher Arbeit aufzunehmen und, auf einen längeren Zeitraum vertheilt, abzugeben geeignet sind; eine Behandlung dieser Vorrichtungen kann daher selbstverständlich fortfallen.

Die zu behandelnden Kraftmaschinen sind mithin die folgenden:

I. Die Wasserkraftmaschinen.
 A. Die Kolbenmaschinen.
 B. Die Turbinen.
II. Die Heissluftmaschinen.
III. Die Gaskraftmaschinen.
IV. Die Benzinkraftmaschinen.
V. Die Petroleumkraftmaschinen.
VI. Die Kleindampfmaschinen.

Diese Gruppen haben nach ihrer Eigenart weitere Eintheilung zu erfahren, die jedoch erst später vorgenommen werden soll. Dagegen möge noch Einiges über Betriebskosten hier Platz finden, dem freilich ein grosser Werth aus dem Grunde nicht zugeschrieben werden darf, weil die Preise von Wasser, Gas und Kohlen u. s. w. von Ort zu Ort stark schwanken.

Eine aus einer Wasserleitung von 45 m Druck (München) gespeiste Wasserkraftmaschine von 1 e ergiebt folgende Betriebskosten: Preis der Kraftmaschine 600 M.; 10 % hiervon für Verzinsung, Abschreibung und Erhaltung auf 300 Arbeitstage vertheilt, ergiebt täglich 0,20 M. Eine Leistung von 1 e bedeutet bei 10-stündigem Betriebe täglich 75.60.60.10 = 2 700 000 mkg; bei Annahme eines Wirkungsgrades von 0,6 findet sich daher die erforderliche Wasserarbeit zu 4 500 000 mkg. Bei 45 m Druck beträgt also der Wasserverbrauch = 100 000 kg = 100 cbm; bei 0,05 M. für den cbm kosten diese 5 M. Rechnet man für Schmierung und Wartung noch 0,80 M., so kostet eine Leistung von 1 e bei 10-stündigem Betriebe 6,00 M.

Für eine einpferdige Heissluftmaschine ergiebt sich Folgendes: Preis derselben 1860 M.; bei 15 % daher täglich 0,93 M. Kohlenverbrauch 75 kg zu 1,00 M., für Schmierung und Wartung 2,00 M., Kühlwasser 2 cbm zu 0,24 M., somit zusammen ∞ 4,20 M.

Eine einpferdige Gaskraftmaschine kostet 1500 M., bei 15 % täglich ~75 M. Gasverbrauch 8 cbm, zu je 0,14 M., giebt 1,12 M. Kühlwasser m zu 0,05 M. Schmierung und Wartung 1,00 M., daher insge- 2 M.

Eine einpferdige Benzinkraftmaschine kostet 1800 M., bei 15% mithin täglich 0,90 M. Verbrauch an Benzin bei 10-stündigem Betriebe 5 kg, zu je 0,25 M., giebt 1,25 M. Kühlwasser 0,05 M., Schmierung und Wartung 1,00 M., somit zusammen 3,20 M.

Eine einpferdige Petroleumkraftmaschine kostet 1500 M., bei 15% mithin täglich 0,75 M., Verbrauch an Petroleum (Naphta) bei 10-stündigem Betriebe 5 kg, zu je 0,20 M., giebt 1,00 M. Kühlwasser 0,05 M., Schmierung und Wartung 1,00 M., daher zusammen 2,80 M.

Endlich kostet eine Kleindampfmaschine von 1 e 1500 M., somit täglich 0,75 M., Kohlenverbrauch 70 kg zu 1,00 M., Schmierung und Wartung 2,00 M., somit zusammen 3,75 M.

Ein Arbeiter leistet täglich an der Kurbel etwa 270 000 mkg oder 0,1 e. Bei 2,50 M. Lohn kostet somit die Pferdestärke 25 M.

Es kostet hiernach eine Pferdestärke bei 10-stündigem Betriebe täglich:

Wasserkraftmaschine	6,00	M.
Heissluftmaschine	4,20	„
Gaskraftmaschine	2,92	„
Benzinkraftmaschine	3,20	„
Petroleumkraftmaschine	2,80	„
Kleindampfmaschine	3,75	„
Arbeiten	25,00	„

Die Betriebskosten der gebräuchlichsten Kleinkraftmaschinen ergeben sich somit nicht sehr von einander verschieden, allerdings unter Voraussetzung einer durchaus sachgemässen Haltung und Wartung.

Gas- und Wasserkraftmaschinen sind an das Vorhandensein bezüglicher Leitungen im Allgemeinen gebunden und werden daher in der Hauptsache in Städten Verwendung finden. Sie sind die reinlichsten Kraftmaschinen und erfordern wenig Wartung und Schmierung. Ihnen zunächst stehen die Benzin- und Petroleumkraftmaschinen, bei denen eine Feuersgefahr bei vorsichtiger Handhabung ausgeschlossen ist. Am meisten bedürfen der Beaufsichtigung die Heissluft- und Kleindampfmaschinen; ausserdem haftet letzteren noch der Nachtheil einer Explosionsgefahr an, und zu weit gehende Anforderungen seitens der Aufsichtsbehörden betreffs der Schornsteine erschweren ihre Verwendung unnöthig.

Bei Gelegenheit seiner Vorträge über die I. Münchener Kleinkraftmaschinen-Ausstellung hat Schröter sehr interessante Angaben über die Verwendung von Wassermotoren in der Schweiz gemacht. So waren in Zürich 1887 insgesammt 157 Wassermotoren von durchschnittlich 1 Pfst. Leistung im Betrieb, von denen jeder im Mittel täglich 2,16 Stunden arbeitete. Total wurden im Jahr 100700 Pfst. geleistet und hierfür 35646 M. vereinnahmt, so dass sich die Kosten für das Betriebswasser pro Pfst. stündlich auf 33 Pfennig stellen. Die Berechn[illegible] folgt [illegible]zugrunde-

gung eines Minimalzinses, welcher für 1/4 Pfst. 20, für 1/2 Pfst. 40 und für 1 Pfst. 80 M. beträgt; der Mehrverbrauch wird mit 40 Pfennig pro Pfst. vergütet. Die Zahl der Pferdestärken ermittelt man durch Multiplikation des an der Verbrauchsstelle in Strassenhöhe herrschenden Druckes in m mit dem Wasserverbrauch in cbm und Division durch 270.

Wesentlich ausgedehnter noch ist die Anwendung von Wassermotoren in Genf; hier ist ein Niederdrucknetz mit 50 m und ein Hochdrucknetz mit 130 m Druck angelegt. Der Minimalzins beträgt von 48 M. für 1/4—1/2 Pfst. bis zu 800 M. für 20—40 Pfst. Der Kubikmeter Wasser im Hochdrucknetz kostet von 9,6 Pf. bei 1—400 cbm monatlichem Verbrauch bis herab zu 2,5 Pf. bei 8—9000 cbm pro Monat. Insgesammt waren 1888 installirt im Niederdrucknetz 132 Motoren mit 277 Pfst., im Hochdrucknetz 66 Motoren mit 861 Pfst. Die Stadt vereinnahmte 1887 hierfür 92 800 M. (etwa 116 M. jährlich pro Pfst.).

Man erkennt hieraus, dass die bequemen und reinlichen Wassermotoren für intermittirenden Kraftbedarf in der Schweiz gern verwendet werden und dass selbst hierfür die Betriebskosten nicht hoch genannt werden können.

Der oben zu Grunde gelegte Preis des Wassers in München ist übrigens neuerdings verdoppelt worden, so dass sich unter den gegebenen Verhältnissen die Pferdestärke täglich auf 11,00 M. stellt.

Die erforderlichen Eigenschaften einer Kleinkraftmaschine hat Hosemann wie folgt festgestellt:

1. Ueberall anwendbar.
2. Ueberall aufstellbar, selbst in bewohnten Räumen der höchsten Stockwerke.
3. Keine Bauerlaubniss erforderlich.
4. Ohne alle Explosionsgefahr.
5. Möglichst leicht in kurzer Zeit auseinander und wieder zusammen zu bauen.
6. Keine besondere Wartung.
7. Billiger Betrieb.
8. Keine Belästigung für die Umgebung, sei es durch Geräusch, Geruch oder fliegende Schmutztheilchen.
9. Einfache Bauart, welche nur geringes Verständniss betreffs Bedienung und Erhaltung erfordert.

Wasserkraftmaschinen.

Allgemeines.

Die nach Art der Dampfmaschinen gebauten Wasserkraftmaschinen verdanken ihre Entstehung nicht dem Bestreben, dem Kleingewerbe Kraftmaschinen geringer Stärke zu verschaffen, sondern sind älter. Besondere Entwicklung aber hat diese Gruppe von Maschinen erst seit etwa 25 Jahren erfahren. 1870 lud die Bauverwaltung in Zürich zur Einlieferung von Kraftmaschinen ein, die, zu kleineren Kraftleistungen bestimmt, aus bestehenden Wasserleitungen gespeist werden sollten. Derartige Maschinen sollten alsdann ausgeliehen werden und zwar sollte für die Pferdestärke und Stunde $^1/_2$ fr. entrichtet werden. Auf diese Anregung hin gingen 14 Kraftmaschinen ein, von denen aber nur einige zur Prüfung zugelassen wurden und zwar 4 Turbinen (Anordnung Schwammkrug), 2 Turbinen (Anordnung Girard und Jonval), 1 Tangentialrad (Anordnung Zuppinger) und 5 Wassersäulenmaschinen. Am besten bestanden die angestellte Prüfung das Tangentialrad (gebaut von Escher, Wyss & Co.), eine Wassersäulenmaschine vom Civilingenieur Felber und eine vom Ingenieur A. Schmid.

Da von dieser Zeit ab sich die Aufmerksamkeit der technischen Wel[t] derartigen Kraftmaschinen zuwendete und neue Anordnungen auftauchten und man daher diesen Zeitpunkt als Anfang der Geschichte der Wassersäulenmaschinen für das Kleingewerbe bezeichnen darf, erscheint es statthaft, Einiges von den gestellten Bedingungen sowie Versuchsergebnisse[n] mitzutheilen.

Als durchschnittlicher Betriebsdruck waren 30 m Wassersäule angegeben; die Maschinen sollten aber bei nur geringen Aenderungen auch für Pressungen von 20—50 m passen, sowie zufälligen Pressungen von 15 at widerstehen können. Ausserdem war selbstthätige Regulierung der Maschinen verlangt.

Von den geprüften Wassersäulenmaschinen war es der Schmid'schen vorbehalten, das Feld zu behaupten; bezüglich der Einfachheit der An-

ordnung usw. ist dieselbe auch bis heute noch von keiner anderen in Vorschlag gekommenen derartigen Maschine übertroffen worden. Die damals eingelieferte Maschine ergab einen Wirkungsgrad von über 0,8, lief mit 150 bis 180 Umdrehungen in der Minute und leistete bis $1^1/_2$ e. Da die Ein- und Austrittskanäle verhältnissmässig gross waren (ihr Querschnitt war nahezu gleich dem halben Kolbenquerschnitt) so konnte die Zahl der Umläufe beträchtlich schwanken (von 60—200), ohne dass der Wirkungsgrad wesentlich dadurch beeinflusst wurde. Die Reibungswiderstände ergaben sich als ziemlich gering, denn bei nur 1 m Druckhöhe kam die Maschine mit 60 Umdrehungen in Gang.

Ein Vergleich dieser Schmid'schen Kraftmaschine mit Tangentialrädern oder Partialturbinen ergiebt nach Delabar Folgendes (Dingler's Polyt. Journal Bd. 203):

Die Anlageausgabe ist bei beiden Maschinengattungen ungefähr gleich gross, die Schmid'sche Kraftmaschine allein jedoch gegen 30 % billiger als Turbinen. Der Wasserverbrauch kann bei Schmid ziemlich zuverlässig aus der Umdrehungszahl ermittelt werden.

Eine Aufstellung einer Turbine im 1. oder 2. Stockwerk kann nicht ohne Verlust an Druckhöhe geschehen, während bei Schmid's Maschine ein Sauggefälle bis zu 7,5 m nutzbar verwendet werden kann.

Bezüglich der Fähigkeit zu regeln, stehen Turbinen voran; dieselben stehen aber in Betreff der Ingangsetzung sowie des verursachten Geräusches der Schmid'schen Maschine nach.

Turbinen ergeben einen Wirkungsgrad von 0,7, Schmid's Maschine einen solchen von 0,9. Da durch den Widerstand des Treibriemens bei Turbinen 5 %, bei Schmid nur 2 % verloren gehen, so ist letztere Maschine bez. des Wirkungsgrades jenen um 0,23 überlegen.

Die Umdrehungszahlen liegen (30 m Druck) bei Turbinen in der Nähe von 700, bei Schmid in der Nähe von 100.

Diesem 1872 auf Grund der Versuchsergebnisse ausgesprochenen Urtheile kann man auch heute nur völlig beipflichten.

Ehe nun auf eine nähere Beschreibung dieser Kraftmaschine und der durch ihren Erfolg ins Feld gerufenen Mitbewerber eingegangen werden kann, empfiehlt es sich, zunächst die Kolbenmaschinen im allgemeinen einer Erörterung zu unterziehen und alsdann die aufgetretenen Anordnungen in Gruppen zu ordnen.

Bei allen Kolbenmaschinen, die als Kleinkraftmaschinen lediglich doppeltwirkend angeordnet werden, bewegt sich in einem geschlossenen, mit den erforderlichen Ein- und Austrittskanälen versehenen Cylinder ein in diesem abgedichteter Kolben, der durch den Eintritt des Kraftwassers seine Bewegung empfängt und diese mittels geeigneter Theile in eine drehende Bewegung einer Welle umsetzt. Hatte man also bezüglich der gewählten Anordnung an den bereits sehr ausgebildeten Dampfmaschinen

… erhob doch die Natur der Kraftflüssig-
… Hauptschwierigkeit, die es zu über-
… Wassers, sich zusammendrücken und
… einem für vorliegenden Zweck bemerk-
… besondere Rücksichtnahme bei Wahl und
… wenngleich man mit diesem Umstande
… gekommen war. Bei Anlagen von
… elastischer Zwischenkissen, der Windkessel,
… zur Verfügung, die jene für diesen Zweck
… Wassers nicht so sehr in den Vordergrund
… des Wassers in den Einfall- und Aus-
… sich nähern zu lassen, ist selbstverständlich
… und zwar auf Grund möglichster
… des Cylinders die Anbringung derselben
… Austrittskanäle erforderlich. Wird kein
… Windkessel im Austragsrohre überflüssig,
… Luftventils an dieser Stelle nur anzu-
… Wasserleitungen von 30 m und mehr
… in der Zuleitung des Kraftwassers noth-
… lediglich der Druck der Leitung, sondern
… zu ziehen, da die Stosswirkung von
… Masse Wassers ja gleichfalls abhängt.
… Windkessel lassen sich die Stösse, die
… des Wassers in den Leitungen herrühren,
… Art von Stössen aber lässt sich hierdurch
… die durch unrichtige Anordnung der Steuerung
… völlig unelastisch ist, so muss im Augenblick
… die eine Seite desselben dem Eintritte des
… während die andere Seite mit dem Abfall-
… Bei selbstthätigen Ventilen (bei Pumpen) liegt
… nicht vor. Wir werden bei den einzelnen
… haben, inwieweit obiger Forderung Rech-
…

… wir fast ausschliesslich den Schieber verwendet,
… verschiedenen Ausführungsformen. Da die Frage
… bei den für Wasser naturgemäss möglichst
… eine besonders wichtige wird, hat man meist
… Schiebern gegriffen und den Flachschieber seltener
… dann nur mit Entlastung. Bezüglich der Kanal-
… an, dass dieselben erfahrungsgemäss für den
… Austritt 0,85 der Kolbenfläche zeigen, ebenso wie
… Ein- und Austrittsrohre, deren Durchmesser somit
… Cylinderdurchmessers betragen.

Eine Ordnung der vorliegenden Kraftmaschinen in Gruppen lässt sich natürlich von verschiedenen Gesichtspunkten aus vornehmen. Hinsichtlich der Bauart können wir in Maschinen mit festem Cylinder und solche mit beweglichem (schwingendem) Cylinder eintheilen.

Maschinen mit festem Cylinder. Diese Gruppe hat nur wenige Vertreter aufzuweisen, Winter, Mayer und Adam, die wir eingehend zu betrachten haben werden. Für andere Zwecke baute Maschinen dieser Gattung vor einigen fünfzig Jahren bereits W. Armstrong, wie nur kurz erwähnt werden soll (siehe hierüber Civil-Engineer and Architects-Journal 1850 und Inst. of mechanical Engineers, Proceedings 1868); ferner sind anzuführen Girard's Kraftmaschine (Oppermann's Portefeuille économique des machines 1872), sowie die Brandt'sche Kraftmaschine (Weisbach-Herrmann II. 2. p. 616). Besonders mit Hinblick auf die Bedürfnisse des Kleingewerbes entwarfen Winter, Mayer und Adam ihre Maschinen; diese gehören aber, wie sich weiter unten ergeben wird, nicht dem ersten Zeitabschnitte an. Winter wendet Kolbenschieber, Mayer dagegen entlastete Flachschieber, Adam endlich Ventile an.

Maschinen mit schwingendem Cylinder. Alle hierher gehörigen Kleinkraftmaschinen haben im Wesen dieselbe Steuerung, und zwar, wie schon oben erwähnt Schiebersteuerung. Als Steuerfläche dient (mit Ausnahme eines Falles) der Mantel oder die Stirnfläche eines um die Schwingungsaxe beschriebenen Cylinders, dessen Durchmesser grösser oder kleiner als der des Kraftcylinders sein kann. Hiernach ordnen sich die schwingenden Wassersäulenmaschinen wie folgt:

1. Der Durchmesser des Steuerflächencylinders ist grösser als der des Kraftcylinders:

a) Die Kanäle münden am Mantel: Schmid, Kröber.
b) „ „ „ an der Stirnfläche: Wyss & Studer.

2. Der Durchmesser des Steuerflächencylinders ist grösser als der des Kraftcylinders:

a) Die Kanäle münden am Mantel: Haag, Hastie.
b) „ „ „ an der Stirn: Kieffer & Engelmann

3. Die Axe des Steuerflächencylinders fällt nicht in die Schwingungsaxe: Mégy.

Dieser Steuerflächencylinder lässt sich nun sofort als Schwingungszapfen benutzen und dies ist auch von den meisten Erbauern beachtet worden. Sobald jedoch nur ein Theil des Cylinders ausgeführt ist, macht sich irgend eine Vorrichtung zum Anpressen des Schiebers an den Schieberspiegel nothwendig und dies ist bei Gruppe 1 der Fall; bei Schmid's Maschine ruht der Kraftcylinder auf dem Schieberspiegel und wird unter Benutzung seitlicher Zapfen (deren Mittel mit der Schwingungsaxe zusammenfällt) gegen diesen gepresst, während Kröber und Wyss & Studer

... Augen, so erhob d... Dämpfen eine Hau... Unvermögen des Wa... wenigstens in einem ... besonder... Steuerungstheile, wenn ... in Berührung ... elastisc... Ventile zur ... des Wasser... Strömung d... gleichförmigen sich ... Windkesse... Steuerungstheile und ... Nähe der Ein- und ... ist der ... Anbringung ein... Bei Benutzung vo... zweiter Windke... ist überhaupt nic... deren Länge in Bet... in Bewegung befindlichen

Durch derartig angebra... aus einer Störung der Strö... nahezu beseitigen. Eine a... nicht vermeiden und das sin... veranlassten. Da das Wa... des Hubwechsels des Ko... Kraftwassers ausgesetzt ... rohr in Verbindung trit... wie gesagt dieser Ueb... Anordnungen darauf ... nung getragen worden

Als Steuermittel ... allerdings in äusser... der Entlastung des ... weit zu haltenden K... zu cylindrisch gestalt... angewendet und a... querschnitte giebt ... Eintritt 0,5, fü... die Querschnitte ... 0,7 bezw. 0,9 d...

... vor- ... einander

...maschinen ... Da das Wasser ... Leistung ange- ... dieselbe Wasser- ... nicht eine zweite ... zieht. Eine Herab- ... arbeitenden Wasser- ... (also Spannungs- ... nicht zur Erreichung ... möglich ist: dass aber ... änderter Leistung auch der ... Beweises.

... maschinen eintheilen in solche, ... Ausnutzung des Kraftwassers möglich ... werden, und solche, bei denen ... Weise erreicht wird.

... Hierher gehören die Maschinen von ... Kieffer & Engelmann. Ein ... Maschine von Wyss & Studer inso- ... artigen Regulator versehen ist, der ver- ... Kraftwassers veranlasst.

... schaftlicher Regulirfähigkeit. Es ... worden, die den Zweck in völlig ver- ...

... essen im Cylinder. Dieses Mittel ist zuerst ... angewendet worden, der eine derartige Maschine ... hatte (Oppermann, Portef... économique des ... späterhin hat Ph. Mayer zu dem gleichen Mittel ... ohne von Coque's Vorgang Kenntniss zu haben. Luftkammern am Cylinder ... natürlich ... die Ermittelung der Grösse der Luftkammern ... wird an geeigneter Stelle ... sein.

b) Zeitweise Abstellung des Kraftwassers. Dieser Vorschlag stammt von Prof. Winter; offenbar lässt sich hierdurch die Leistung der Maschine in ziemlich weiten Grenzen ändern, nur schwankt gleichzeitig der Gleichförmigkeitsgrad der Kraftmaschine bedeutend.

c) Gleichzeitige Anwendung der unter a und b genannten Mittel zeigt die Maschine von Adam.

d) Veränderung des Hubes. Eine sehr eigenartige, zu gleicher Zeit aber auch recht verwickelte Anordnung einer Wassersäulenmaschine stammt von J. Hastie & Co., bei welcher der Kurbelzapfen nicht fest in der Kurbel (hier als Scheibe ausgeführt) sitzt, sondern an einem Schlitten befestigt ist, der, in der Längsrichtung der Kurbel verschiebbar, den Hub selbstthätig je nach dem vorliegenden Arbeitsbedarfe verstellt. Ferner ist auch die Schaltenbrand-Möller'sche Maschine mit Vorrichtungen zur Aenderung des Hubes versehen, nur dass hierbei die Verstellung nicht selbstthätig erfolgt.

Bezüglich der für kleine Leitungen bestimmten Turbinen sind nur wenige Bemerkungen allgemeiner Natur zu machen. Es können dem genannten Zwecke sowohl Radial- als auch Axialturbinen dienen; die Beaufschlagung wird im Hinblicke auf die Regulierfähigkeit jederzeit eine theilweise sein. Die Axe liegt meist wagerecht. Die den Turbinen eigenen grossen Umdrehungszahlen stehen ihrer Verwendung hindernd im Wege, sobald dieselben nicht, wie bei der Erzeugung elektrischen Lichtes, erforderlich sind.

Wassersäulenmaschinen.

Ueber die verfügbare Arbeit bei kleinen Wassersäulenmaschinen.

Bei grossen Wasserkraftmaschinen wird das für dieselben bestimmte Aufschlagwasser durch ein geeignetes Gerinne oder einen Rohrstrang herbeigeführt und versteht man unter der verfügbaren Arbeit hierbei das Produkt aus der in der Sekunde herbeiströmenden Wassermenge und dem Höhenunterschiede der Wasserspiegel im Zu- und Ablauf. Die Arbeitsverluste, welche in der Zu- und Ableitung auftreten, sind zwar nicht der Kraftmaschine als solcher zur Last zu legen, kommen aber im Wirkungsgrade des ganzen Anlage zum Ausdruck.

Ganz anders liegen diese Verhältnisse bei mit Wasser betriebenen Kleinkraftmaschinen, die ja fast immer aus einer grossen, anderen Zwecken dienenden Leitung gespeist werden. Die in letzterer entstehenden Arbeitsverluste können einer Kraftmaschinenanlage nicht zugeschrieben werden, und es ist daher erforderlich, für diesen Fall die verfügbare Arbeit L anders zu erklären und zwar als Produkt der der Maschine in der Sekunde überwiesenen Wassermenge multiplicirt mit der Leitungsspannung, gemessen in m Wassersäule.

Dieser Werth L ist nun aber bei einer bestehenden Leitung durchaus nicht gleichbleibend, sondern abhängig von der Stellung des Leitungshahns. Nennt man F den Rohrquerschnitt, f den (veränderlichen) Hahnquerschnitt, α den Kontraktionskoefficienten (Weisbach-Herrmann I. S. 1036, so ist die Ausflussgeschwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2\,gh}{1 + \left(\frac{F}{\alpha f} - 1\right)^2}} \qquad 1)$$

wobei α noch als in gewisser Weise veränderlich zu betrachten ist. Das ausgeflossene Wasservolumen V = v f ist daher in doppelter Weise von f abhängig und verändert sich nicht proportional der Hahnstellung. Ist p die Leitungsspannung an der Austrittsstelle, so wird

$$L = v \gamma f p \qquad 2)$$

Die Grösse p ist aber in hohem Maasse von f abhängig und wird bei ganz geöffnetem Hahne ein Minimum (nahe = 0) und bei geschlossenem Hahne ein Maximum (= Druckhöhe der Leitung, Standdruck). Das Volumen V dagegen wächst mit f und daher folgt, dass L einen grössten Werth erreichen muss, der bei einer mittleren Hahnstellung eintritt.

Die Aenderung des Werthes L mit f rechnerisch zu verfolgen, würde eine umständliche und nutzlose Arbeit sein; wir besitzen aber eine Versuchsreihe, die Schaltenbrand angestellt hat und über die er in der Zeitschr. d. V. d. Ing. 1881 S. 655 berichtet.

An einem 8 mm weiten Hahn der Berliner Wasserleitung wurde ein zweiter Hahn mit einem zur Aufnahme eines Manometers bestimmten Rohrende dicht an die Ausflussöffnung angeschlossen. Der erste Hahn blieb voll geöffnet, während mittels des zweiten die Veränderung des Ausflussquerschnitts bewirkt wurde. War der Hahn geschlossen, so zeigte das Manometer 3,25 at, bei ganz geöffnetem Hahne dagegen nur 0,05 at Ueberdruck.

Fig. 1 zeigt die Ergebnisse dieser Untersuchung. Als Abscissen sind die Spannungen in Atmosphären (Ueberdruck), als Ordinaten die ausgeflossenen Wassermengen in Litern in der Minute aufgetragen, wodurch sich die ausgezogene S-förmige Kurve ergiebt. Multiplicirt man die Wassermengen mit den zugehörigen Spannungen, so ergeben sich die Werthe der den verschiedenen Hahnstellungen entsprechenden verfügbaren Arbeiten. Die Werthe sind in Liter-Atmosphären gegeben; da eine Atmosphäre = 10 m Wassersäule, so ergeben sich die Werthe durch Multiplikation mit 10 in mkg.

Die Werthe von L gehen beiderseits auf 0 zurück und zeigen einen grössten Werth bei 2,3 at Ueberdruck und 8,9 l von 20,5 l at oder 205 mkg in der Minute. Mithin wäre diese grösste Leistung

$$= \frac{205}{60 . 75} = 0{,}045 \text{ e}$$

Man sieht hieraus, dass die durch städtische Wasserleitungen gebotene verfügbare Arbeit in sehr engen Grenzen bleibt und nur etwa zum Betriebe von Nähmaschinen ausreicht. Es sind auch nur 2 Anordnungen von Wasserkraftmaschinen aufgetreten, die von Hausleitungen betrieben werden, nämlich die kleine Maschine von Schmid und die von Schaltenbrand und Möller.

Bezeichnet man als Nutzeffekt die für einen Liter gebotene verfügbare Arbeit, so ersieht man ohne weiteres, dass dieser Werth der Leitungs-

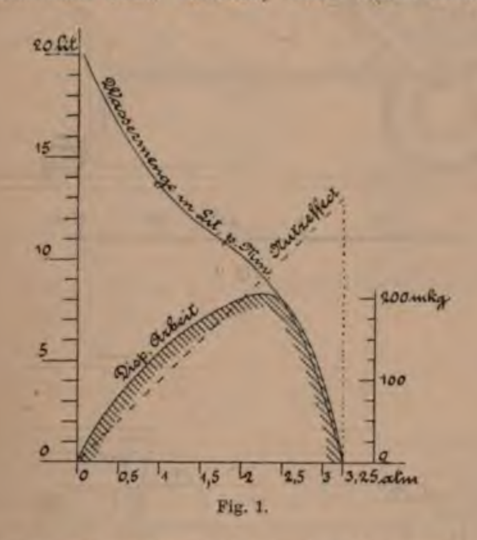


Fig. 1.

spannung beim Austritt proportional ist, im Diagramm Fig. 1 sich also nach einer unter 45° geneigten Graden darstellt. Doch hat dieser Werth keine grosse Bedeutung, da der eigentliche Wirkungsgrad einer solchen Maschine durch Druck und Umdrehungszahl im wesentlichen beeinflusst wird. (Siehe Schaltenbrand a. a. O.)

Die Wassersäulenmaschine von A. Schmid. Wie bereits angeführt, ist diese Wasserkraftmaschine als die erste zu bezeichnen, die im unmittelbaren Hinblick auf die Bedürfnisse des Kleingewerbes entworfen wurde; sie hat eine Reihe von ähnlichen Anordnungen hervorgerufen, denen sie an Einfachheit der Einrichtung und Wartung überlegen ist. Dieselbe ist in den Fig. 2 bis 4 dargestellt.

Der aus Gusseisen hergestellte Cylinder ist an der Innenseite durch einen Deckel geschlossen, der mit einer langen kräftig gebauten Stopfbüchse versehen ist. Bei schwingenden Maschinen fällt dieser Stopfbüchse nicht allein die Pflicht der Abdichtung zu, sondern dieselbe hat auch

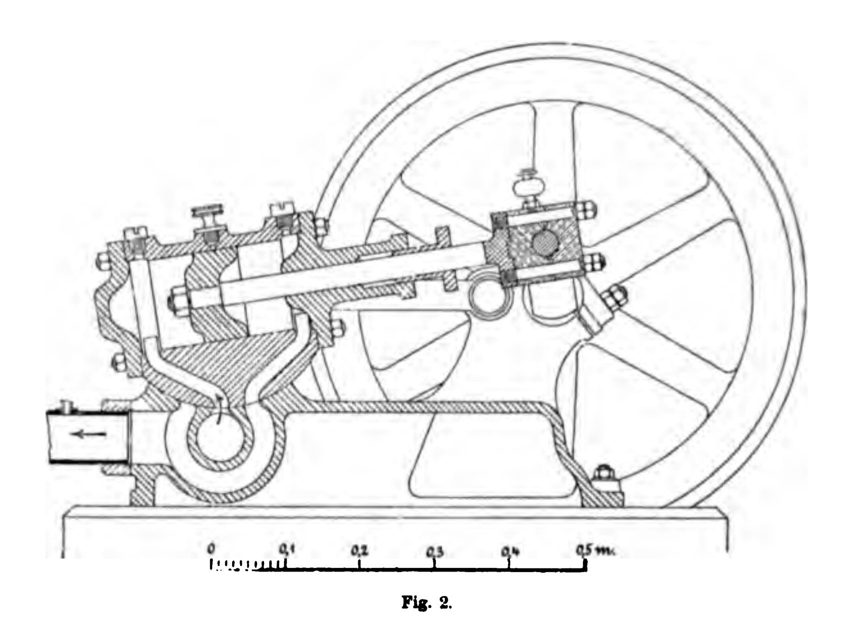


Fig. 2.

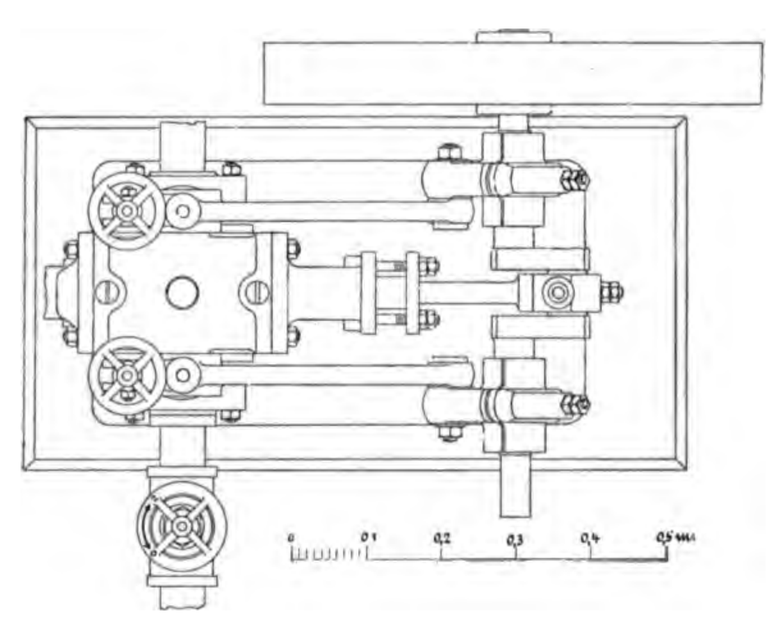


Fig. 3.

gleichzeitig die Führung der Kolbenstange zu übernehmen, muss deshalb dementsprechend lang angeordnet und in gutem Zustande erhalten werden. An der unteren Seite besitzt der Cylinder einen Schieberspiegel, der von einem um die Schwingungsaxe beschriebenen Cylinder gebildet wird und mit einer gleichen im Bette der Maschine angeordneten Cylinderfläche als Schieber zusammen arbeitet. Der Schieberspiegel zeigt 2 durch einen Steg getrennte rechteckige Oeffnungen, von denen aus die Ein- und Austrittskanäle vor und hinter den Kolben gehen. Der Schieberspiegel schwingt also mit dem Cylinder, während der eigentliche Schieber feststeht. Letzterer zeigt 3 Oeffnungen, an deren mittelste sich der Eintrittskanal

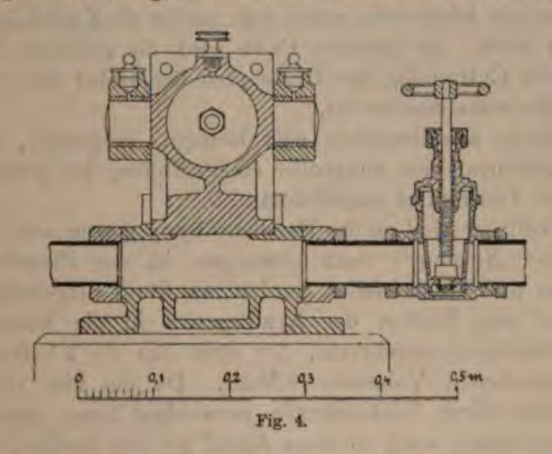


Fig. 4.

für das Kraftwasser anschliesst, während durch die beiden andern das den Cylinder verlassende Wasser nach dem Ablaufrohr fliesst. Dieser aus Cylinderflächen gebildete Schieber ist mit dem kastenförmigen Fundament der Maschine aus einem Stück gegossen; dieser Theil der Maschine hat jedoch nicht nur die Vertheilung des Aufschlag- und Ablaufwassers zu besorgen, sondern übernimmt auch gleichzeitig die Lagerung des Cylinders. Dadurch ist dem Cylinder eine grosse, kräftig gebaute Lagerfläche geboten, die erfahrungsgemäss wenig Abnutzung zeigt. Auf gute Beschaffenheit dieser Flächen muss von Haus aus sehr geachtet und ein Gusseisen gewählt werden, das neben andern erforderlichen Eigenschaften auch genügende Härte besitzt. Werden die an die Kanalöffnungen anschliessenden Kanalwände radial gestellt, so würden bei einer merklichen Abnutzung der Schieberflächen die Oeffnungen im Spiegel einander genähert, die im Schieber von einander entfernt werden; dass dadurch die Vertheilung sehr beeinflusst wird, liegt auf der Hand.

Der Cylinder besitzt seitlich 2 Zapfen, deren Mittel in der Schwingungsaxe liegt und die dazu dienen, denselben gegen die Lagerfläche zu ssen; zu dem Zwecke sind diese Zapfen in Hebeln gelagert, die vorn

um an den Kurbellagern sitzende Bolzen drehbar und rückwärts gegabelt sind, um Schrauben zum Anziehen aufzunehmen. Die Muttern dieser am Maschinenbett drehbar angebrachten Schrauben sind mit Handrädchen versehen. Um die Schieberflächen besichtigen oder einfetten zu können, brauchen nur mittels der Rädchen die Muttern gelöst und die Schrauben zurückgeschlagen zu werden; alsdann lässt sich der Cylinder an den Hebeln aufheben. Es ist noch darauf hinzuweisen, dass hierbei an der gegenseitigen Lage der einzelnen Theile nur wenig geändert wird, da sich der Cylinder einfach um den Kurbelzapfen dreht und der Kolben sich ein wenig verschiebt; die Verschiebung wird am kleinsten, mithin das Aufheben am leichtesten, wenn man vorher die Kurbel in den inneren todten Punkt stellt. Im letzteren Falle wird die gedachte Verschiebung Null, wenn die Entfernung der Drehzapfen der Hebel vom Wellenmittel gleich dem Kurbelhalbmesser ist.

Der Kolben, aus Gusseisen oder Rothguss hergestellt, ist voll; bei kleineren Maschinen wird er sauber eingeschliffen, bei grösseren Durchmessern durch Lederstulpe abgedichtet.

Die Kurbellager sind an das Fundament angegossen und haben Fugen von etwa 45^0 Neigung. Sehr gedrungen ist der Pleuelkopf gebaut. Kurbelstangen und Kurbelwellen werden aus Stahl hergestellt.

Kurz vor dem Eintritt des Kraftwassers in die Maschine ist ein kupferner Windkessel angebracht, der etwa das $2-2\,^1/_2$fache des vom Kolben beschriebenen Volumens enthält. Da die hier eingeschlossene Luft zum Theil durch Undichtheiten entweichen kann, zum Theil vom Wasser aufgenommen wird, so muss darauf gesehen werden, dass dieselbe ersetzt werde; bei grösseren Maschinen bringt Schmid eine kleine durch ein Excenter getriebene Luftpumpe an.

Diese Kraftmaschinen können liegend oder stehend angeordnet werden, nur ist für letzteren Fall daran zu erinnern, dass das Cylindergewicht nicht mehr auf den Schieberflächen aufruht, sondern von den seitlichen Zapfen getragen werden muss, daher diese mit auswechselbaren Schalen versehen sein müssen. Bei grösseren Maschinen sind die Schwingungszapfen an und für sich mit Nachstellvorrichtung für die Lagerschalen versehen.

Theorie schwingender Wassersäulenmaschinen. Die Wirkungsweise der schwingenden Wassersäulenmaschinen soll unter Anlehnung an Vorlesungen von Lewicki in Dresden, jedoch in abweichender Behandlung, erörtert werden.

Die Gleichförmigkeit einer solchen Maschine ist die grösste, sobald die am Kurbelzapfen senkrecht zur Kurbel wirkende Umfangskraft konstant ist. Es mag daher zunächst erörtert werden, wie sich für diese Bedingung die Grösse der Kolbenkraft gestaltet. Im Hinblick auf Fig. 5 ist die Umfangskraft T gegeben durch

$$T = P \cos TKP \qquad 3)$$

wobei P die Kolbenkraft ist. Wegen

$$\sphericalangle\, TKP = 90^0 - (\alpha + \omega) \qquad 4)$$

wird

$$T = P \sin(\alpha + \omega) \qquad 5)$$

Ferner geht aus der Abbildung sofort hervor

$$r \sin \omega = l \sin \alpha \qquad 6)$$

und

$$l = \sqrt{a^2 + r^2 - 2\,a\,r \cos \omega} \qquad 7)$$

Die oben genannte Bedingung ist nun

$$T = P \sin(\alpha + \omega) = \text{Const.} \qquad 8)$$

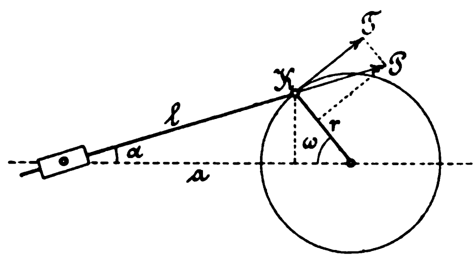


Fig. 5.

Setzt man zur Abkürzung

$$\frac{r}{a} = \varphi \qquad 9)$$

so ergiebt sich mit Benutzung obiger Beziehungen

$$\frac{P}{\text{Const.}} = \eta = \frac{\sqrt{1 + \varphi^2 - 2\,\varphi \cos \omega}}{\sin \omega} \qquad 10)$$

η ist hiernach selbstverständlich jederzeit grösser als 1 und erreicht seinen kleinsten Werth ($\eta = 1$) dann, wenn Kurbel und Lenkstange einen rechten Winkel bilden, d. h. wenn

$$\cos \omega = \frac{r}{a} = \varphi \qquad 11)$$

Anwendungen der Rechnungen sind auf eine im K. S. Polytechnikum zu Dresden stehende Schmid'sche Kraftmaschine folgender Abmessungen gemacht worden:

Cylinderbohrung	$D = 120$ mm
Hub	$2r = 140$ „
Wellenmittel bis Schwingungsmittel . .	$a = 445$ „
Radius der Schieberfläche . . .	$\rho = 150$ „

Breite der Kanäle	b =	90 mm
Weite derselben am Cylinder	=	20 „
„ „ im Maschinenbett . . .	=	21 „
Stegbreite überall	=	22 „

Damit findet sich

$$\varphi = \frac{r}{a} = 0{,}1573$$

und

$$\eta = \frac{\sqrt{1{,}0248 - 0{,}3146 \cos \omega}}{\sin \omega} \tag{12)}$$

Diese Werthe zeigt Fig. 6. Für $\omega = 0^0$ und $\omega = 180^0$ wird $\eta = \infty$; das Minimum liegt vor bei

$$\omega = 80^0\, 57'.$$

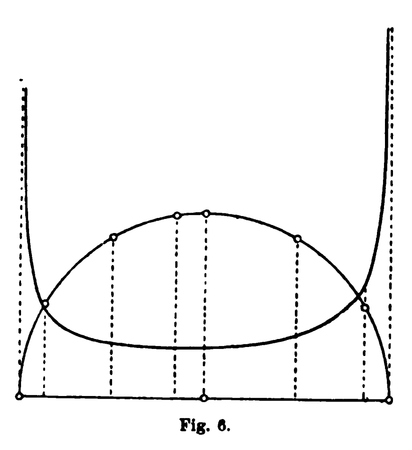


Fig. 6.

Nunmehr wollen wir in die Berechnung der Kolbenkraft eintreten, die an der Kraftmaschine wirklich auftritt. Läuft eine solche Maschine sehr langsam, so wird man P annähernd als konstant betrachten können; bei üblichen Umdrehungszahlen muss jedoch die Beschleunigung der Wassermasse in Betracht gezogen werden. Bei Dampfmaschinen ist die Masse des arbeitenden Mittels zu gering, um Berücksichtigung zu erfahren, und man nimmt daher bei Ermittelung der Umfangskraft lediglich auf die Massen der hin- und hergehenden Theile Rücksicht (**Radinger**). Bei Kolbenmaschinen, die mit Wasser betrieben werden, muss aber sowohl die Beschleunigung der Massen von Kolben und Kolbenstange, wie auch die der Wassermasse (und zwar nur vom Windkessel bis zur Maschine gerechnet) in die Rechnung eingestellt werden. Dabei ist sehen, dass die so ermittelten Kolbenkräfte nicht diej ohne weiteres aus dem Indikatordiagramm einer solch

ondern diejenigen, die zur Ermittelung der Umfangskraft zu benutzen ind; denn im Indikatordiagramm erscheinen nur die Beschleunigungsdrucke er Wassermasse, nicht aber die des Getriebes.

Zunächst ist nun ein Ausdruck für die Beschleunigung aufzustellen. us der Darstellung der Maschine in Fig. 7 ersieht man, dass die (kontant vorausgesetzte) Kurbelgeschwindigkeit c in Richtung der Kolbentange und senkrecht dazu zerlegt worden ist. Für vorliegenden Zweck it nur die Beschleunigung in Richtung der Kolbenstange zu beachten; iejenige in der Richtung von w würde erst bei Ermittelung der Umfangsraft aus der Kolbenkraft zu berücksichtigen sein.

Aus der Abbildung findet sich

$$w = c \sin(\alpha + \omega). \tag{13}$$

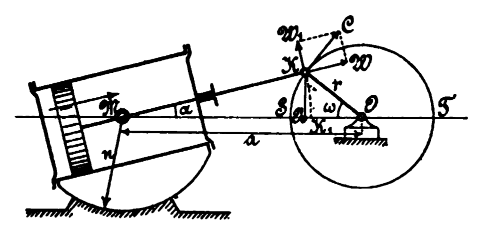


Fig. 7.

Den Zusammenhang von α mit ω giebt wie oben

$$l \sin \alpha = r \sin w \tag{14}$$

nd

$$l = \sqrt{a^2 + r^2 - 2\,a\,r \cos \omega} \tag{15}$$

Führt man nun die Ausrechnung durch, so findet sich mit $\frac{r}{a} = \varphi$

$$w = \frac{c \sin \omega}{\sqrt{1 + \varphi^2 - 2\,\varphi \operatorname{sos} \omega}} \tag{16}$$

Die Beschleunigung in Richtung der Kolbenstange ergiebt sich bekanntich durch Differentiation dieses Werthes zu

$$p = \frac{dw}{dt} \tag{17}$$

Bezeichnet man die Winkelgeschwindigkeit mit ε, so ist dann

$$p = c\,\varepsilon \frac{(1 - \varphi \cos \omega)(\cos \omega - \varphi)}{(\sqrt{1 + \varphi^2 - 2\,\varphi \cos \omega})^3} \tag{18}$$

und wegen

$$\varepsilon = \frac{c}{r} = \frac{d\omega}{dt} \tag{19}$$

$$p = \frac{c^2}{r} \cdot \frac{(1 - \varphi \cos \omega)(\cos \omega - \varphi)}{(\sqrt{1 + \varphi^2 - 2 \varphi \cos \omega})^3} \qquad 20)$$

Die hieraus ermittelten Werthe von $\frac{pr}{c^2}$ stellt Fig. 8 dar, wobei wieder wie oben $\varphi = 0{,}1573$ ist.

Da nun bekanntlich

$$p = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \frac{K}{M} \qquad 21)$$

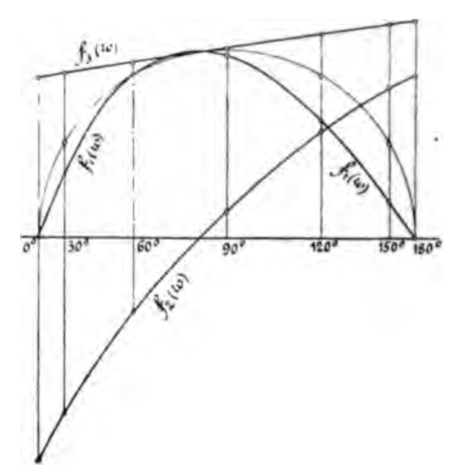


Fig. 8.

ist, so hat man, um zum Ziele zu kommen, K und M zu ermitteln und mit p zu verbinden.

Die auf Beschleunigung der Massen wirkende Kraft wäre einfach gleich dem Standdruck des Wassers, gemessen am Windkessel, weniger dem am Kolben wirksamen Wasserdruck, wenn die Leitung vom Windkessel bis zum Kolben keinerlei Querschnittsveränderungen aufwiese. Da letzteres aber der Fall ist, so müssen dieselben hier berücksichtigt werden. Die Leitung komme vom Windkessel horizontal herbei; dann haben wir Verluste

1. bei der Krümmung aus der horizontalen in die vertikale Richtung (im Maschinenbett, Fig. 4);
2. bei der Verengung vom Rohr in den Cylinderkanal;
3. bei der Erweiterung vom Kanal in den Cylinder.

Nennt man nun H'_1 den Standdruck des Wassers im Windkessel und die Druckhöhenverluste h_1, h_2 und h_3, so ist der Druck

$$H_1 = H'_1 - (h_1 + h_2 + h_3) - y_1 + a_0 \qquad 22)$$

auf Beschleunigung der Massen wirksam, unter y_1, den am Kolben wirkenden Druck und unter a_0 den Aussenluftdruck verstanden; die Berechnung von y_1 ist unser Ziel.

Für den ersten Verlust giebt Weisbach (Ing.- u. Masch.-Mechanik I. S. 1047), falls der mittlere Krümmungshalbmesser gleich der halben Rohrweite ist

$$\zeta_1 = 1{,}978$$

Man kann danach im vorliegenden Falle nehmen

$$\zeta_1 = 2{,}0 \qquad 23)$$

und damit

$$h_1 = \zeta_1 \frac{v^2}{2g} \qquad 24)$$

Bezeichnet man das Querschnittsverhältniss von Cylinder und Leitung mit m, so ist $v = m\,w$, daher

$$h_1 = \zeta_1\, m^2 \frac{w^2}{2g} = 2\, m^2 \frac{w^2}{2g} \qquad 25)$$

Betreffs des zweiten Verlustes giebt Weisbach (S. 1034)

$$\zeta_2 = \left(\frac{F}{\alpha F_1} - 1\right)^2 \qquad 26)$$

wobei F_1, der jeweilige Kanalquerschnitt, zwischen 0 und dem grössten Werthe F wechselt. Dabei ist aber auch α mit $\frac{F}{F_1}$ veränderlich, so dass wir hier durchschnittlich rechnen wollen mit

$$\frac{F_1}{F} = 0{,}5 \text{ und damit } \alpha = 0{,}607 \qquad 27)$$

Für diese halbe Eröffnung wird dann

$$\zeta_2 = \left(\frac{2}{0{,}607} - 1\right)^2 = 5{,}26 \qquad 28)$$

also

$$h_2 = \zeta_2 \frac{w^2}{2g} = 5{,}26 \frac{v^2}{2g} \qquad 29)$$

Ist hierbei das Querschnittsverhältniss von Cylinder und Kanal $= n$, so ist $v = n\,w$, und es wird

$$h_2 = 5{,}26\, n^2 \frac{w^2}{2g} \qquad 30)$$

Für den dritten Verlust (plötzliche Erweiterung) gilt nach Weisbach (S. 1032)

$$= \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \qquad 31)$$

oder mit $v_1 = n\,w$ und $v_2 = w$

$$h_3 = (n - 1)^2 \frac{w^2}{2\,g} \tag{32}$$

Wir finden also endlich

$$H_1 = H'_1 + a_0 - y_1 - [2\,m^2 + 5{,}26\,n^2 + (n - 1)^2] \frac{w^2}{2\,g} \tag{33}$$

und damit den Beschleunigungsdruck zu

$$K = F\,H_1\,\gamma \tag{34}$$

worin F = Kolbenfläche und $\gamma = 1000$ ist.

Nunmehr sind die zu bewegenden Massen zu ermitteln. Bemisst man die in der Leitung vom Windkessel bis zur Maschine befindliche Wassermenge auf den Cylinderquerschnitt, so sei ihre Länge $= L'_1$; ist die wirkliche Länge der Leitung $= L_1$, so wird genügend genau

$$L_1 = m\,L'_1 \tag{35}$$

sein. Diese Wassermenge hat die Masse

$$\frac{F\,L'_1\,\gamma}{g} = \frac{F L_1\,\gamma}{m\,g} \tag{36}$$

Ferner befindet sich im Cylinder die Wassermenge F x, unter x den Kolbenweg verstanden. Um x zu finden, denken wir uns (Fig. 7) bei K die Theile gelöst und den Cylinder in die Horizontale gedreht; dabei kommt K nach K_1, und es ist

$$x = SK_1 = MK_1 - MS$$
$$= l - (a - r)$$
$$x = \sqrt{a^2 + r^2 - 2\,a\,r\cos\omega} - (a - r) \tag{37}$$

oder mit $\frac{r}{a} = \varphi$

$$x = a\,[\sqrt{1 + \varphi^2 - 2\,\varphi\cos\omega} - (1 - \varphi)] \tag{38}$$

Die Masse des im Cylinder befindlichen Wassers ist daher

$$\frac{F\,x\,\gamma}{g} = \frac{F\,a\,\gamma}{g}\,[\sqrt{1 + \varphi^2 - 2\,\varphi\cos\omega} - (1 - \varphi)] \tag{39}$$

Das hier noch in Betracht kommende Getriebe wiege G kg; diese ersetzen wir durch eine Wassermenge vom Querschnitte F und der Länge h, so dass sich die Masse ergiebt zu

$$\frac{G}{g} = \frac{F\,h\,\gamma}{g} \tag{40}$$

Addiren wir die drei berechneten Werthe, so wird

$$M = \frac{F\,\gamma}{g}\left[\frac{L_1}{m} + a\,[\sqrt{1 + \varphi^2 - 2\,\varphi\cos\omega} - (1 - \varphi)] + h\right] \tag{41}$$

die zu beschleunigende Masse. Aus

$$M\,p = K \qquad 42)$$

folgt dann unter Berücksichtigung des oben für w gegebenen Ausdruckes für den am Kolben herrschenden Wasserdruck der Werth

$$y_1 = H'_1 + a_0 - [2\,m^2 + 5{,}26\,n^2 + (n-1)^2]\frac{\sin^2\omega}{1+\varphi^2-2\varphi\cos\omega}\cdot\frac{c^2}{2\,g}$$

$$-\frac{a\,c^2}{g\,r}\left[\frac{L_1}{a\,m}+\frac{h}{a}+\sqrt{1+\varphi^2-2\varphi\cos\omega}-(1-\varphi)\right]\frac{(1-\varphi\cos\omega)(\cos\omega-\varphi)}{(\sqrt{1+\varphi^2-2\varphi\cos\omega})^3}$$

oder abgekürzt geschrieben 43)

$$y_1 = H'_1 + a_0 - A\,f_1(\omega) - B\,f_2(\omega)\,[f_3(\omega) + C] \qquad 44)$$

mit

$$A = \frac{c^2}{2\,g}[2\,m^2 + 5{,}26\,n^2 + (n-1)^2] \qquad 45)$$

$$B = \frac{c^2}{g\,\varphi} \qquad 46)$$

$$C = \frac{L_1}{a\,m} + \frac{h}{a} - (1-\varphi) \qquad 47)$$

$$f_1(\omega) = \frac{\sin^2\omega}{1+\varphi^2-2\,\varphi\cos\omega} \qquad 48)$$

$$f_2(\omega) = \frac{(1-\varphi\cos\omega)(\cos\omega-\varphi)}{(\sqrt{1+\varphi^2-2\,\varphi\cos\omega})^3} \qquad 49)$$

$$f_3(\omega) = \sqrt{1+\varphi^2-2\,\varphi\cos\omega} \qquad 50)$$

Für die in Rede stehende Maschine ist $\varphi = 0{,}1573$, und damit sind die drei Winkelfunktionen berechnet worden, wie sie folgende Tabelle giebt (siehe auch die zeichnerische Darstellung derselben in Fig. 8):

ω	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
$f_1(\omega)$	0,000	0,332	0,867	0,976	0,634	0,193	0,000
$f_2(\omega)$	1,187	0,938	0,391	— 0,152	— 0,552	— 0,787	— 0,864
$f_3(\omega)$	0,843	0,867	0,931	1,012	1,087	1,139	1,157

In gleicher Weise muss nunmehr auch der Rückdruck des ausströmenden Wassers ermittelt werden. Der Wasserdruck hinter dem Kolben sei y_2 und es liege eine Saugsäule H'_2 vor, von Mitte Maschine bis zum Spiegel des Ablaufkanals gerechnet. Dann ist der auf Beschleunigung der Massen wirksame Druck $= y_2 - (a_0 - H'_2)$. Die auftretenden Widerstände verkleinern die Saugsäule H'_2; solche Widerstände liegen vor

1. bei der Verengung vom Cylinder in den Kanal (h_4);
2. bei der Erweiterung des Kanals in das Rohr (h_5);
3. bei einer Krümmung der Ablaufleitung in die Vertikale (h_6).

Dann ist der Druck

$$H_2 = y_2 - a_0 + H'_2 - (h_4 + h_5 + h_6) \tag{51}$$

als Beschleunigungsdruck zu betrachten.

Für h_4 giebt Weisbach (S. 1033) an

$$h_4 = \zeta_4 \frac{v^2}{2g} \quad \text{mit } \zeta_4 = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2 = \backsim 0,5 \tag{52}$$

Da $v = n w$ ist, so wird

$$h_4 = 0,5\, n^2 \frac{w^2}{2g} \tag{53}$$

Für die Erweiterung vom Kanal in die Leitung benutzen wir wieder

$$h_5 = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2g} \tag{54}$$

mit $v_1 = n w$ und $v_2 = m w$, so dass

$$h_5 = (n - m)^2 \frac{w^2}{2g} \tag{55}$$

wird. Für die Krümmung endlich sei wie oben

$$h_6 = 2 \frac{v^2}{2g} \tag{56}$$

oder wegen $v = m w$

$$h_6 = 2\, m^2 \frac{w^2}{2g} \tag{57}$$

Daher ist der gesuchte Druck

$$H_2 = y_2 - a_0 + H'_2 - [0,5\, n^2 + (n - m)^2 + 2\, m^2] \frac{w^2}{2g} \tag{58}$$

Die zu beschleunigende Masse besteht im Austragwasser. Die Leitung habe wirklich die Länge L_2, mithin auf den Cylinderquerschnitt bemessen die Länge $\frac{L_2}{m}$; die im Cylinder befindliche Wassermenge hat die Länge $(2r - x)$, daher sich die Masse ergiebt zu

$$M = \frac{F L_2 \gamma}{m g} + \frac{F \gamma}{g} [2r - \sqrt{a^2 + r^2 - 2 a r \cos \omega} + (a - r)]$$

$$M = \frac{F \gamma}{g} \left[\frac{L_2}{m} + r + a - \sqrt{a^2 + r^2 - 2 a r \cos \omega}\right] \tag{59}$$

Mit Benutzung des für die Beschleunigung p aufgestellen Werthes und der Beziehung

$$M p = F H_2 \gamma \tag{60}$$

findet sich schliesslich

$$y_2 = a_0 - H'_2 + Df_1(\omega) - Bf_2(\omega)[f_3(\omega) - E] \qquad 61)$$

rin $f_1(\omega)$, $f_2(\omega)$, $f_3(\omega)$ und B dieselbe Bedeutung wie oben haben und ner

$$D = [0{,}5\,n^2 + (n - m)^2 + 2\,m^2]\frac{c^2}{2\,g} \qquad 62)$$

$$E = \frac{L_2}{a\,m} + \varphi + 1 \qquad 63)$$

. Der sich ergebende Druck ist daher

$$y = y_1 - y_2 = H'_1 + H'_2 - (A + D)\,f_1(\omega) - B\,f_2(\omega)\,[C + E] \qquad 64)$$

d die wirkliche Kolbenstangenkraft

$$P = F\,y\,\gamma. \qquad 65)$$

Es empfiehlt sich endlich noch, die auftretende Umlaufgeschwindig-it des Kurbelzapfens c durch die Umdrehungszahl u zu ersetzen. Aus

$$c = \frac{2\,r\,\pi\,u}{60} \qquad 66)$$

ndet sich wegen $r = 0{,}07$ m

$$\left.\begin{aligned} c &= 0{,}00733\,u \\ \text{und } c^2 &= 0{,}0000537\,u^2 \end{aligned}\right\} \qquad 67)$$

Die Kolbenflächen aussen und innen sind wegen der Kolbenstange icht gleich gross. Es fand sich $F_a = \frac{12{,}0^2\pi}{4} = 113{,}1$ qcm und $F_i = \frac{(12^2 - 3^2)\pi}{4} = 106{,}03$ qcm, so dass man im Mittel hat

$$F = 109{,}6 \text{ qcm} \qquad 68)$$

Die Cylinderkanäle sind 90 mm breit und 19 mm weit, so dass ihr Querschnitt 17,1 qcm wird und daher

$$\left.\begin{aligned} n &= \frac{109{,}6}{17{,}1} = 6{,}41 \\ n^2 &= 41{,}09 \end{aligned}\right| \qquad 69)$$

Die Leitung hat durchschnittlich 60 mm Weite oder 28,27 qcm Querschnitt; daher ist

$$\left.\begin{aligned} m &= \frac{109{,}6}{28{,}27} = 3{,}88 \\ m^2 &= 15{,}02 \end{aligned}\right| \qquad 70)$$

Mit diesen Werthen können nun obige Konstanten berechnet werden. Die Länge L_1 der an den Beschleunigungen betheiligten Druckwasserleitung kann nach Massgabe der Aufstellung der Maschine zu 0,7 m angenommen werden. Die Saugsäule H'_2 mag zu 2 m, die Länge der Abwasserleitung zu 3 m angenommen werden. Endlich beträgt das Gewicht von Kolben, Kolbenstange und Pleuelkopf 10,18 kg, so dass sich aus

$$G = 10,18 = F h \gamma \qquad 71)$$

findet

$$h = 0,93 \text{ m} \qquad 72)$$

Wassersäule. Die Grösse a (Entfernung Wellenmittel bis Schwingungsmittel) ist 0,445 m. Damit wird nun

$$A = 0,000754 \, u^2 \qquad 73)$$
$$B = 0,0000348 \, u^2 \qquad 74)$$
$$C = 1,6527 \qquad 75)$$
$$D = 0,000156 \, u^2 \qquad 76)$$
$$E = 2,8948 \qquad 77)$$

Benutzt man nun diese Constanten in den oben entwickelten Ausdrücken für y_1 und y_2 und nimmt H'_1, die Spannung im Druckwindkessel zu 45 m Wassersäule und $a_0 = \infty$ 10 m an, so ergiebt sich

$$y_1 = 55,00 - M u^2 \qquad 78)$$
$$y_2 = 8,00 + N u^2 \qquad 79)$$
$$y = 47,00 - (M + N) u^2 \qquad 80)$$

wobei zur Abkürzung gesetzt ist

$$M = 0,000754 \, f_1(\omega) + 0,0000348 \, [f_3(\omega) + 1,6527] \, f_2(\omega)$$
$$N = 0,000156 \, f_1(\omega) - 0,0000348 \, [f_3(\omega) - 2,8948] \, f_2(\omega)$$

Diese Werthe von M und N giebt für verschiedene Werthe von ω die folgende Tabelle.

ω	0°	30°	60°	90°	120°	150°	180°
M	0,0001031	0,0003328	0,0006886	0,0007218	0,0004257	0,0000690	— 0,0001[illegible]
N	0,0000848	0,0001180	0,0001619	0,0001423	0,0000648	— 0,0000180	— 0,0000[illegible]
M + N	0,0001879	0,0004508	0,0008505	0,0008641	0,0004900	0,0000510	— 0,0001[illegible]

Aus der obigen Gleichung für y lässt sich die Umdrehungszahl ermitteln, für welche der nutzbare Kolbendruck zu Null wird; das Minimum für (M + N) liegt etwa bei 90° und dafür hätte man

$$0 = 47,00 - 0,0008641 \, u^2$$

$$u = \sqrt{\frac{47,00}{0,0008641}} = \infty \; 233. \qquad 81)$$

Man sieht also, dass bei keineswegs aussergewöhnlichen Umdrehungszahlen bereits gegen Hubmitte der Kolbendruck auf Null sinkt, d. h. also der Wasserüberdruck von den Beschleunigungskräften aufgezehrt wird. Folgende Tabelle giebt für die Umdrehungszahlen 50, 100 und 200 die Werthe von $M u^2$ und $N u^2$, mit deren Hilfe alsdann die Kolbenkraftdiagramme zu zeichnen sind.

ω		0°	30°	60°	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
Mu^2	50	0,258	0,832	1,722	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	100	1,031	3,328	6,886	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	200	4,123	13,313	27,546	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
Nu^2	50	0,212	0,295	0,405	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	100	0,848	1,180	1,619	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]
	200	3,291	4,722	6,477	[illegible]	[illegible]	[illegible]	[illegible]

Diese Zahlen ergeben die Verminderung [illegible] Vermehrung des Gegendrucks am Kolben in [illegible] Die berechneten Pressungen y_1 und y_2 sind für die [illegible] Drehungszahlen in Fig. 9 aufgezeichnet und es ergiebt [illegible] der Verlauf der Kolbenpressung in der That der in Fig. [illegible] Forderung ähnlich ist. Die Ermittelung der Kolbendrücke [illegible] Ausgange hat in gleicher Weise zu erfolgen.

Verfasser hat leider keine Indikatordiagramme der Maschine [illegible] können; dieselben würden mit dem in Fig. 9 gezeichneten Diagramme [illegible] oben angeführten Gründen nicht ohne weiteres vergleichbar sein. [illegible] ber müssen dieselben gleichfalls an den Todtpunkten grössere Pressungen rgeben als gegen Hubmitte; Verfasser entsinnt sich, dass vor Jahren [illegible] enommene, leider nicht mehr vorliegende Diagramme auch [illegible] ie behauptete Gestalt aufwiesen. Durch Planimetriren der Flächen der ig. 9 und Ermittelung des Wasserverbrauchs (theoretisch) liessen sich ewisse Wirkungsgrade feststellen; doch sei hiervon wegen mangelnder ersuchsergebnisse Abstand genommen.

Die Schmid'schen Maschinen werden auch vielfach als Zwillings- aschinen ausgeführt, wobei die Kurbeln um 90° versetzt sind. Ein ein- cher Vierwegehahn gestattet eine Umsteuerung der Schmid'schen Kraft- aschinen.

Für Deutschland wurden die Maschinen von W. Joh. Schumacher Köln erbaut; eine von dieser Firma in Wien 1884 ausgestellte Ma- hine mit 80 mm Bohrung und 100 mm Hub wurde einer Prüfung unter- ogen und ergab dabei Folgendes:

mdrehungen in der Min. . .	165	150	156	155	165
assermenge in l	235	220	230	225	230
ruckhöhe in m	54,1	54,1	57	57	57
erfügbare Arbeit in mkg . .	12713	11902	13110	12815	13110
ebremste " " " . .	4244	3861	4015	3990	4244
irkungsgrad in Procenten .	33,4	32,7	30,7	31,1	32,4

Während des Betriebes wurde der Rückschlag auf die Leitung mit bis 6 at gemessen.

Diese Versuche ergeben mithin einen sehr geringen Wirkungsg und einen sehr hohen Wasserverbrauch; das theoretische Hubvolumen

$$V = \frac{0{,}8^2\pi}{4} \,.\, 1{,}0 = 0{,}5027 \text{ l}$$

oder bei

165	Umdrehungen	165,9 l	statt	235 l
150	„	150,8 „	„	220 „

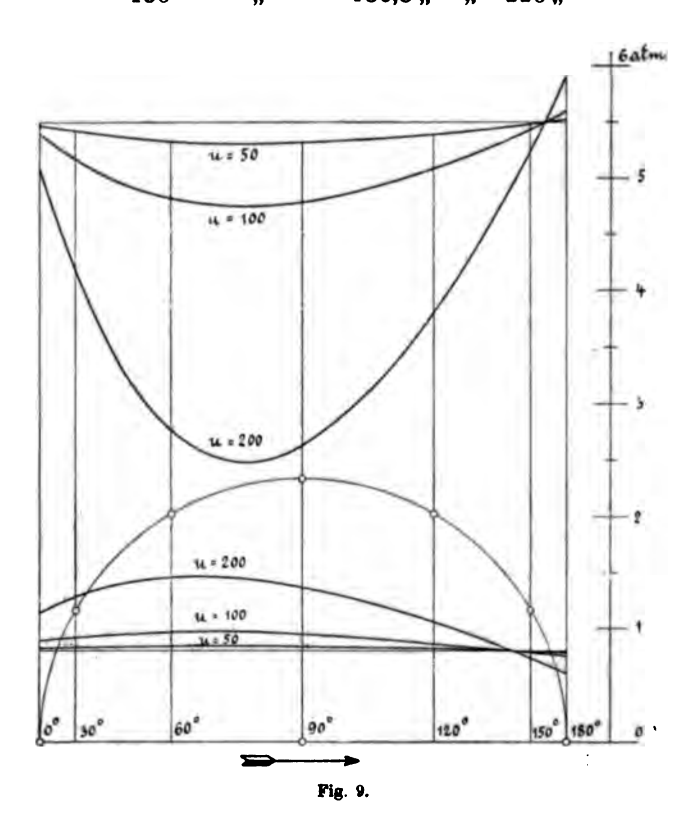


Fig. 9.

d. h. die Maschine brauchte 42 bis 45% Wasser mehr als theoretisch erfo derlich gewesen wäre. Dieser Mehrverbrauch ist so bedeutend, dass ma ihn zum Theil wohl einer Undichtheit in Folge schlechter Aufstellung od Dichtung zuschreiben muss. Zeuner und Kronauer haben, wie Schm in der Preisliste angiebt, 80 bis 90% Wirkungsgrad bestätigt und Schm selbst sagt gut für mindestens 80%.

Für Rohrleitungen von nicht zu grosser Länge wählt man Durchmesser gleich der Hälfte der Cylinderbohrung, die Kanäle

$^4/_5$ des Cylinderquerschnitts; bei sehr langen Leitungen werden die Abmessungen etwas grösser gewählt.

A. Schmid baute früher nach denselben Grundsätzen auch kleine, vorzugsweise wohl zum Betriebe von Nähmaschinen bestimmte Maschinen mit stehendem Cylinder. Verfasser vermochte nicht in Erfahrung zu bringen, ob die Herstellung solcher Maschinen noch betrieben wird; zweifellos aber sind denselben die von Schaltenbrand & Möller für gleichen Zweck gebauten Maschinen (siehe später) weit überlegen. Zeichnung und Beschreibung der kleinen Schmid'schen Maschinen siehe in Musil T. 1.

Bei den Kröber'schen Wassermotoren ist der cylinderförmige Schieberspiegel an das Cylinderende verlegt worden, um einer einseitigen Ab-

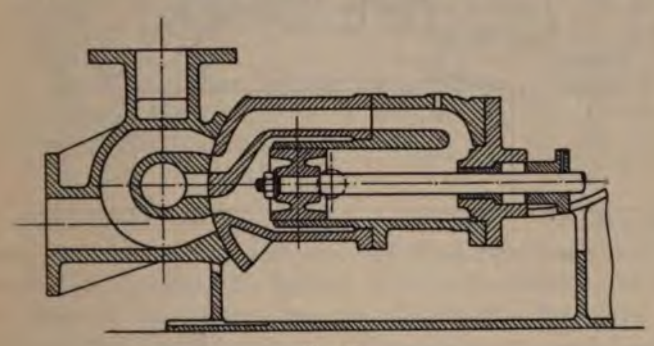


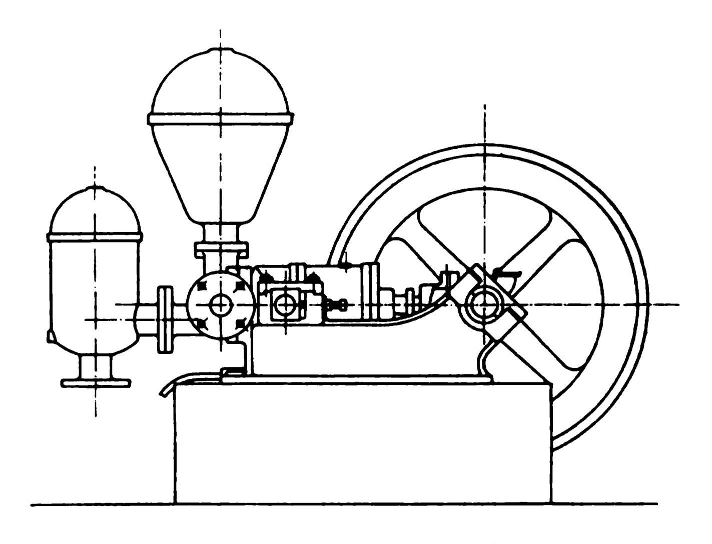
Fig. 10.

nützung zu begegnen und eine durch Druckschrauben regulirbare Selbstdichtung zu erzielen. Anderseits ist zu beachten, dass das Wasser der vorderen Kolbenfläche, welche an und für sich durch die Kolbenstange verkleinert ist, durch einen Kanal, mithin mit grösserem Druckverlust zuströmt, als es bei der hinteren Seite der Fall ist.

Wie aus Fig. 10, einem Vertikalschnitt durch den Motor hervorgeht, ist der Schieberspiegel mit dem Gestell der Maschine zusammengegossen; die Nachstellung erfolgt durch die Schwingungslager. In den Fig. 11 und 12 ist noch eine Ansicht und ein Grundriss des Motors gegeben. Sowohl auf der Druck- als auch auf der Abwasserleitung ist ein geräumiger Windkessel angeordnet. Der Zufluss des Wassers kann nach Belieben von der einen oder andern Seite gewählt werden, der Abfluss erfolgt stets nach rückwärts. Die eigentliche Lauffläche des Cylinders ist leicht auswechselbar gemacht.

Wählt man die Kolbenstange sehr dick, so dass die vordere Kolbenfläche verhältnissmässig klein wird, so kann die Maschine ohne weiteres als Wasserdruckpumpe dienen; es arbeiten dann sowohl die Motor- als

auch die Pumpenseite nur einfachwirkend; Näheres siehe bei Hartmann-Knoke, Die Pumpen, 1897 S. 390.



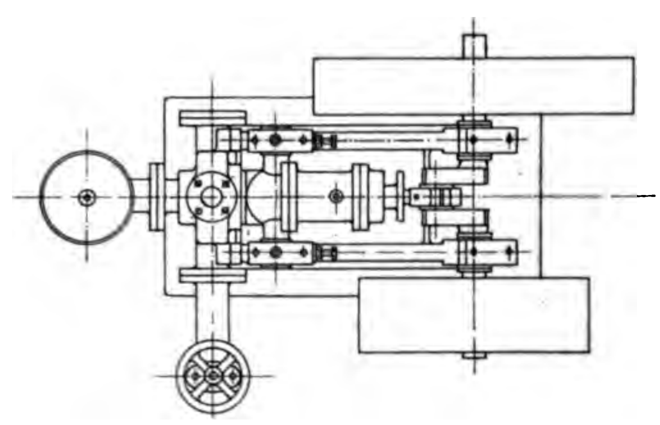


Fig. 11 u. 12.

Die Kröber'schen Motoren werden von Gebr. Sulzer in Ludwigshafen und G. Kuhn, Stuttgart-Berg gebaut, von letzterer Firma nach folgender Liste.

	Cylinder		Touren pro Minute	Schwung-rad		Zu-u. Abfluss-rohrL.-Weite	Triebwasser-verbr. pr. Stde.	Druckhöhen in Metern										Gewicht
								10	15	20	30	40	50	60	70	80	100	
	Dchm mm	Hub mm		Dchm mm	Breite mm	mm	cbm	Leistungen in effekt. Pferdekräften										kg ca.
I	50	95	130	420	50	30	3	—	—	—	1/4	1/4	1/4	1/2	1/2	1/2	3/4	170
II	60	110	120	600	60	40	4,7	—	—	1/4	1/4	1/2	1/2	3/4	3/4	1	1 1/4	250
III	75	145	105	750	90	50	8,5	1/4	1/4	1/2	3/4	1	1	1	1 1/2	1 3/4	2 1/4	320
IV	90	155	100	900	110	60	12,4	1/4	1/2	1/2	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/4	2 1/2	3 1/4	390
V	120	185	90	1200	160	90	23,8	1/2	1	1 1/4	2	2 1/2	3 1/4	3 3/4	4 1/2	5	6 1/4	590
VI	150	220	75	1350	240	125	37	1	1 1/2	2	3	4	4 2/4	5 3/4	6 3/4	7 3/4	9 3/4	820
VII	170	220	75	1500	250	125	47,5	1 1/4	2	2 1/2	3 3/4	5	6 1/4	7 1/2	8 3/4	10	12 1/2	1150
VIII	190	250	66	1700	300	150	60	1 1/2	2 1/2	3	4 3/4	6 1/4	8	9 1/2	11	12 1/2	15 1/2	1450
IX	210	250	66	1850	320	150	74	2	3	3 1/2	5 3/4	7 1/2	10	11 1/2	13 1/2	15 1/4	19	1750
X	225	275	60	1950	350	175	83	2 1/2	3 1/2	4 1/4	6 1/2	9	11 1/4	13 1/2	15 1/2	17 1/2	22	2000
XI	250	275	60	2100	380	175	103	3	4	5 1/4	8 1/4	11	14	16 1/2	19	22	27	2450
XII	275	300	55	2200	400	200	125	3 1/2	5	6 1/4	10	13	17	20	23	26	33	3000

Die Wassersäulenmaschine von Wyss u. Studer ist 1874 aufgetreten und zwar in der Heimath der Wasserkraftmaschinen für das Kleingewerbe, der Schweiz. Im Januar 1874 wurde dieselbe von Bürkli-Ziegler einer Prüfung unterzogen, die nachstehende Ergebnisse lieferte:

„Der Kolben hat 88 mm, die Kolbenstange 25,5 mm Durchmesser bei 171 mm Hub. Der Druck wurde der Abmessungen der Maschine wegen niedrig gehalten und schwankte zwischen 11 und 14 m Wassersäule. Die minutliche Umdrehungszahl lag zwischen 36 und 144; am günstigsten war die Leistung zwischen 60 und 120. Der Wirkungsgrad ergab sich durchschnittlich zu 90,2 %, mit Abweichungen einzelner Beobachtungen bis zu 10 %. Ein Zusammenhang dieser Abweichungen mit Wasserdruck und Geschwindigkeit war nicht aufzufinden.“

Der hohe Wirkungsgrad wird bei einer neuen, für die Prüfung sorgfältig hergerichteten Maschine nicht überraschen; selbstverständlich wird im gewöhnlichen Betriebe das Ergebniss ein geringeres sein, und mit den an anderen derartigen Maschinen gemachten Erfahrungen im Einklange stehen. Genauere Versuche sind mit dieser Maschine nicht gemacht oder wenigstens nicht veröffentlicht worden.

Die Maschine soll an der Hand der Zeichnungen Fig. 13—17 vom Jahre 1875 beschrieben werden, da neuere Zeichnungen nicht zu erhalten waren und dann aus einer späteren Veröffentlichung noch Einiges nachgetragen werden. Die 1874 veröffentlichte Anordnung steht der vom folgenden Jahre in mehreren Punkten bedeutend nach und bietet kein besonderes Interesse dar.

Das wichtigste Merkmal dieser Maschine besteht in der Art de Wasservertheilung, die nicht von gekrümmten Flächen wie bei Schmi

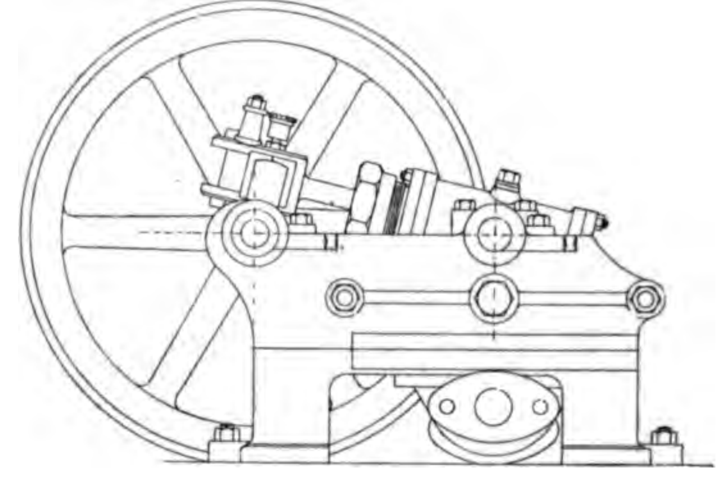


Fig. 13.

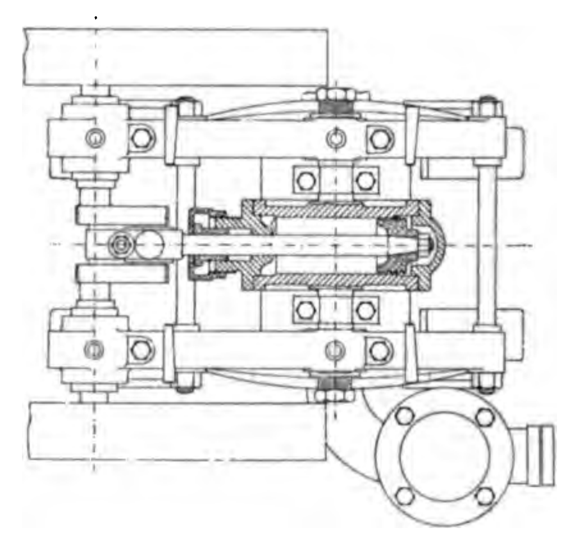


Fig. 14.

sondern von Ebenen bewirkt wird. Die Schwierigkeit des Dichtens u Nacharbeitens cylindrischer Steuerflächen ist hier vermieden.

Der der Schmid'schen Anordnung völlig nachgebaute Cylin schwingt um 2 seitliche Zapfen, die nicht in Hebeln, sondern in 2 Rahm

gelagert sind, die weiterhin auch die Kurbellager aufnehmen. Nach unten ist der Cylinder durch einen Kasten fortgesetzt, dessen senkrecht zur Schwingungsaxe liegende Seitenebenen die Zu- und Abfuhr des Wassers vermitteln. Durch die doppelte Einströmung, deren Einführung Wyss u. Studer zuerkannt werden muss, ist ein einseitiger Druck von Seiten des Wassers auf den Cylinder unmöglich gemacht. Der erwähnte Kasten ist, wie Fig. 16 zeigt, durch eine vertikale, durch die Schwingungsaxe

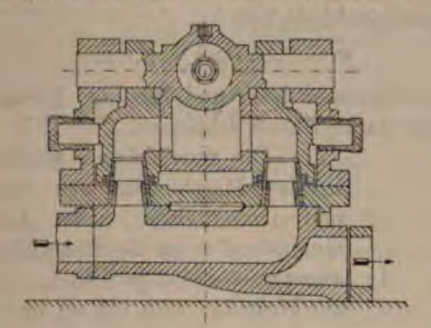


Fig. 15.

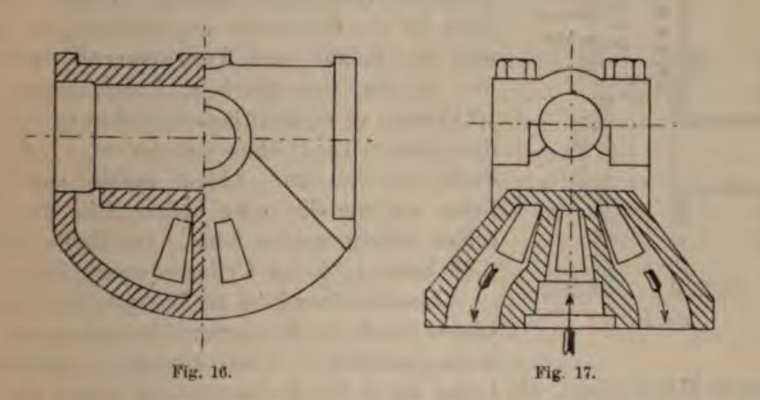


Fig. 16. Fig. 17.

gehende Wand in 2 Theile getheilt, deren jeder durch eine Oeffnung mit einer Cylinderseite und durch 2 seitliche mit dem Zu- und Ablauf in Verbindung tritt. An die Steuerflächen legen sich Steuerkästen mit kreisausschnittförmigen Oeffnungen an, die nach Fig. 17 durch Wände in 3 Abtheilungen geschieden sind, deren mittlere für den Zutritt, deren beide äussere dagegen für den Ablauf des Kraftwassers dienen. Selbstverständlich müssen behufs Vermeidung von Kompression u. s. w. die in den zusammenarbeitenden Steuerflächen vorhandenen von Kreisbögen und radial laufenden Geraden begrenzten Oeffnungen nicht nur unter sich, sondern auch den zwischen ihnen liegenden Stegen genau gleich gross sein.

Die Grösse der Kanalquerschnitte, im Schieberspiegel gemessen, ergiebt sich aus den Zeichnungen zu etwa 0,3 des Cylinderquerschnitts; die Wassergeschwindigkeit wird mithin 3,3 mal so gross als die grösste Kolbengeschwindigkeit (= Kurbelgeschwindigkeit). Bei 120 Umläufen und 144 mm Hub wird

$$c = \frac{140\,\pi\,.\,120}{60} = 0{,}88\,\text{m} \qquad 82)$$

und damit die Wassergeschindigkeit

$$w = 3{,}3\,.\,0{,}88 = 2{,}9\,\text{m} \qquad 83)$$

Dieser Werth liegt schon sehr hoch und lässt bei Vorhandensein geringer Ungenauigkeiten auf starke Stösse schliessen.

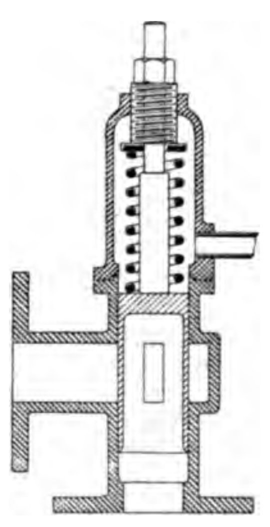


Fig. 18.

Die Steuerkästen werden durch seitliche in den Maschinenrahmen eingeführte Muttern und Druckbolzen unter Einschaltung eines Gummibuffers an die Steuerflächen des Cylinders angepresst und so gedichtet. Die beiden Rahmen der Maschine sind an ein bockähnliches Gestell geschraubt, das für den Durchgang des Wassers geeignete Oeffnungen besitzt. Unter diesem Bock ist ein Gussstück angeschraubt, in dem sich die Zulauf- und Austrittskanäle befinden und an das sich die betr. Rohrleitungen anschliessen; es verdient hervorgehoben zu werden, dass dieser Theil ohne weiteres um 180° gedreht, der Zu- und Ablauf mithin nach Belieben auf die eine oder andere Seite der Maschine verlegt werden kann. Die Rohre zeigen 0,36 bezw. 0,75 des Cylinderquerschnitts.

Beachtenswerth ist die Dichtung der Steuerkästen durch das Fundament hindurch gegen das Kanalgussstück. Zwei konische, ineinander sitzende Metallhülsen, die locker durch den Boden hindurch treten, dichten sich gegenseitig gegen den Steuerkasten und gegen das Kanalstück (Fig. 15). Die Steuerkästen sind ausserdem durch einfache Gussschalen an den Schwingungszapfen der Cylinder aufgehangen, so dass die geometrischen Axen der drei Theile stets zusammenfallen.

Musil führt die Einrichtung eines Geschwindigkeitsregulators, den Wyss und Studer ihren Maschinen beigaben, an, den Fig. 18 darstellt. Dieser Regulator ist ein in Form eines Rohrschiebers ausgeführtes Drosselventil, das unmittelbar vor dem Windkessel in die Rohrleitun[illegible]
geht die Maschine rasch, fliesst also das Wasser
sich sein Druck und das Ventil wird von der F

verengt den Querschnitt und umgekehrt. Die richtige Wirkungsweise hängt natürlich vom Gleichbleiben der Federwirkung ab. Dass durch diesen Regulator ein grosser Widerstand eingeschaltet wird, dient nicht zur Empfehlung der Vorrichtung.

Die Wassersäulenmaschine von Joh. Haag ist 1873 auf der Wiener Ausstellung zuerst erschienen und scheint dem Bestreben entsprungen zu sein, einige vermeintliche Uebelstände an der Schmid'schen Maschine zu beseitigen.

Die Steuerung dieser schwingenden Maschine ist zwei zusammenarbeitenden Cylinderflächen, die die Schwingungsaxe zum Mittel haben, zugewiesen; der Durchmesser dieser Cylinderflächen ist jedoch wie erwähnt kleiner als der des Arbeitscylinders und es sind mithin die seitlichen Tragzapfen zur Wasservertheilung herangezogen worden. Aeltere Darstellungen dieser Kraftmaschine zeigen diese Zapfen als in der Längsmitte des Cylinders befindlich; bei der in den Fig. 19 bis 21 abgebildeten Ausführung aus späterer Zeit liegen die Steuerungstheile zwischen Cylindermittel und Kurbelaxe, der Cylinder hängt also nach aussen über. Diese bauliche Aenderung scheint ihren Grund in der Anordnung einer Führung der Kolbenstange zu haben; es ist jedoch nicht ersichtlich, weshalb ohne Noth die schwingenden Massen eine so bedeutende Vergrösserung erfahren haben.

Der Eintritt des Kraftwassers erfolgt von beiden Cylinderseiten durch die hohl ausgeführten Schwingungszapfen, es können mithin für die Kanalquerschnitte ohne Mühe genügend grosse Werthe angenommen werden. Die Zu- und Abfuhr des Wassers erfolgt ganz wie bei Schmid vom Bett der Maschine aus; auf den betreffenden Kanalöffnungen des letzteren ruhen aber die Zapfen nicht unmittelbar auf, sondern es ist eine besondere Platte eingeschraubt, die dem Zapfen als untere Lagerschaale dient. Eine starke Abnutzung oder Beschädigung dieses Steuertheiles lässt sich also durch Einsetzen einer neuen Platte rasch beseitigen, während sich am Zapfen freilich kein derartiger Ersatz vornehmen lässt. Die oberen Lagerschaalen der Zapfen sind selbstverständlich nachstellbar.

Cylinder und Fundament sind aus Gusseisen hergestellt; der Kolben aus Rothguss ist durch Lederstulpe gedichtet. An der Innenseite des Deckels ist eine besondere Führung für das nach Art eines Kreuzkopfs gestaltete Kurbelende der Kolbenstange angegossen, eine Einrichtung, die an neuzeitliche Dampfmaschinenrahmen erinnert. Hierdurch wird die Stopfbüchse völlig entlastet, die ganze Anordnung aber nicht unwesentlich verwickelt. Die Kurbellager haben unter 45° geneigte Fugen.

Man hat als Vorzüge dieser Maschine geltend gemacht, dass die Reibungsflächen kleiner seien als bei Schmid, dass die Zapfen durch ... ölern bequem zu schmieren seien und dass sich die ... gsflächen leicht auswechseln liessen. Bezüglich des

ersten Punktes muss allerdings daran erinnert werden, dass der Widerstand der Reibung wesentlich vom Drucke und in nur verschwindendem Maass

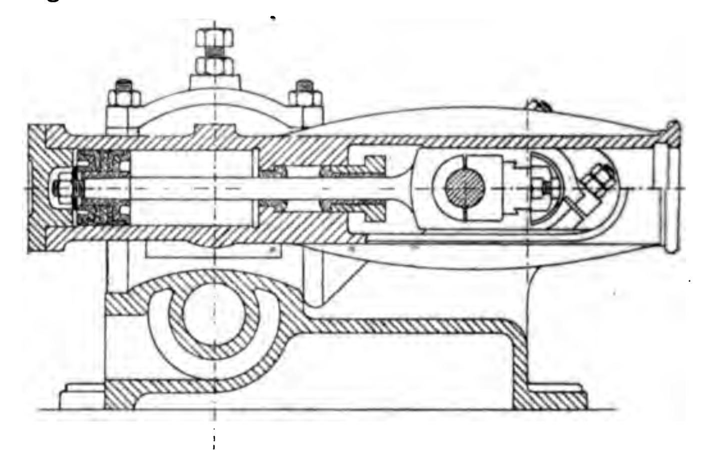


Fig. 19.

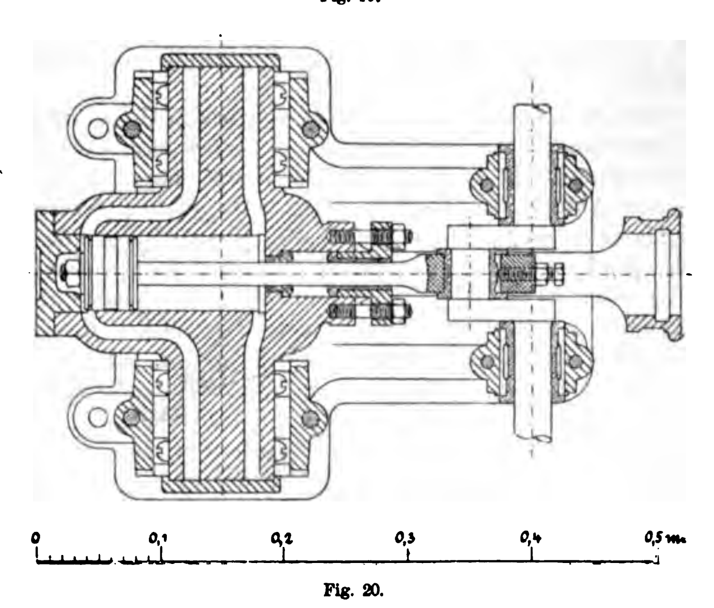


Fig. 20.

von der Grösse der Fläche abhängt, weshalb man letztere thunlichst gr nimmt, um die Abnutzung möglichst herabzuziehen.

Eine stehende Anordnung dieser Maschinen ist ohne Schwierigkeit durchführbar, nur müssen die Lager der Schwingungszapfen entsprechen mgebaut werden.

Die hier abgebildete Maschine hat 60 mm Bohrung bei 100 mm Hub. Die Kanalwände im Zapfen laufen nicht radial, sondern parallel zur vertikalen Mittelebene des Zapfens; die Kanalweite muss mithin horizontal gemessen werden und ergab sich zu 8,5 mm bei einer Breite von 60 mm. Der Querschnitt ist mithin 8,5 . 60 = 510 qmm; die beiden Einströmkanäle zusammen besitzen daher 1020 qmm. Der Cylinderquerschnitt ist gleich $\frac{60^2\pi}{4} = 2827,44$ qmm, also das Verhältniss beider

$$\frac{1}{n} = \frac{1020}{2827,44} = 0,36. \qquad 84)$$

Die Rohrdurchmesser gab die Preisliste zu 44 mm an; der Querschnitt ist also $\frac{44^2\pi}{4} = 1520,53$ qmm. Bei der angegebenen Umdrehungszahl von 130 in der Minute wird die Kurbelgeschwindigkeit

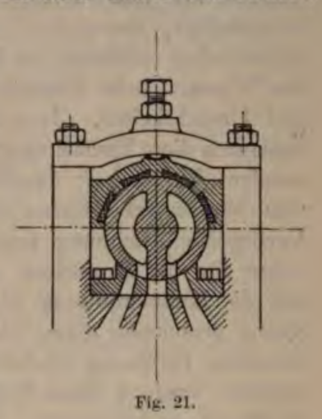


Fig. 21.

$$c = \frac{2\,r\pi\,.\,130}{60} = \frac{2\,.\,50\,.\,130\,.\,\pi}{60} = 0,6807 \text{ m} \qquad 85)$$

Dies ist zugleich die grösste Geschwindigkeit des Kolbens, die er in dem Augenblicke erreicht, wo Kurbel und Kolbenstange einen rechten Winkel einschliessen. Unter der Voraussetzung, dass in diesem Augenblicke volle Eröffnung statthabe, findet sich die Wassergeschwindigkeit im Kanal zu

$$w = c\,n = \frac{0,6807}{0,36} = 1,897 \text{ m}. \qquad 86)$$

Theoretisch werden bei 130 Umdrehungen in der Minute verbraucht

$$2\,.\,130\,.\,\frac{0,6^2\pi}{4}\cdot 1,00 = 73,513 \text{ l Wasser}. \qquad 87)$$

Der Rohrquerschnitt ist 0,1520 qdm; als Geschwindigkeit des Wassers im Rohre ergiebt sich daher

$$\frac{73,513}{0,1520\,.\,60} = 0,806 \text{ m} \qquad 88)$$

Die so ermittelten Geschwindigkeiten bleiben also völlig in angemessenen Grenzen.

Der oben als „theoretisch“ bezeichnete Wasserverbrauch belief sich in der Minute auf 73,513 l; für die Stunde ergibt dies 4410,8 l. Nach Angabe des Erbauers verbrauchte die Maschine als Kraftmaschine 4420 l und lieferte als Pumpe 3790 l. Beide Werthe bleiben daher unter jenem

rechnerisch ermittelten und zwar ist der Verbrauch an Wasser nur 0,957, die Förderung nur 0,859 des oben gefundenen Werthes. Diese Zahlen sind für alle Grössen der Haag'schen Maschinen berechnet worden und ergaben als Mittelwerth 0,960 bezw. 0,864. Dies Ergebniss ist ein unerwartetes, denn man muss den Verbrauch etwas höher als den theoretischen schätzen, im Hinblick auf eine etwaige geringe Verdichtung des Wassers beim Einströmen (zufolge der lebendigen Kraft desselben) und Undichtheiten. Jene Angaben der Fabrik als richtig vorausgesetzt, liesse sich diese Erscheinung nur durch Vorhandensein von Ueberdeckungen, etwaige „Expansion" des Wassers (d. h. Freigabe und Ausdehnung der vom Wasser absorbirten Luft) und Drosselung des Wassers erklären. Vorliegende Zeichnung zeigt keinerlei Ueberdeckung des Schiebers; um daher für die Drosselung des Wassers noch ein Urtheil zu ermöglichen, soll die Kanaleröffnung für verschiedene Kurbelwinkel ermittelt werden. Streng genommen muss, wie oben bereits erwähnt, die auf der Steuerfläche ermittelte Eröffnung zunächst auf eine Senkrechte zur Strömungsrichtung projicirt werden; diese Projektionsgrösse ist als thatsächlich vorhandene Eröffnung zu betrachten. Wegen der Umständlichkeit dieses Verfahrens und des geringen Einflusses soll davon hier Abstand genommen und jener auf der Steuerfläche ermittelte Werth als thatsächliche Eröffnung betrachtet werden.

Die Kanalweite (und die ihr gleiche Stegbreite im Schieber) beträgt auf dem Kreise gemessen, 9 mm. Der Winkel α der Kolbenstange mit der Mittellinie ergiebt sich aus

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{r \sin \omega}{a - r \cos \omega} \qquad 89)$$

unter r den Kurbelhalbmesser, unter a den Abstand der Kurbelaxe von der Schwingungsaxe verstanden. Dieser Winkel wird am grössten, wenn Kurbel und Kolbenstange unter 90^0 gegen einander stehen und es ist dann

$$\sin \alpha_m = \frac{r}{a} = \frac{50}{250} = 0{,}2 \qquad 90)$$

$$\alpha_m = 11^0\, 32'\, 13''. \qquad 91)$$

Dabei wird $\omega = 90^0 - \alpha_m = 78^0\, 27'\, 47''$ und v, die Kolbengeschwindigkeit, erreicht ihren grössten Werth, nämlich $= c = 0{,}6807$ m.

Dem Winkel α ist nun die Kanaleröffnung ohne weiteres proportional; bezeichnet man ϱ den Steuerzapfenhalbmesser (= 43 mm), so ist

$$\xi = \varrho \alpha. \qquad 92)$$

Es sind nun für $\omega = 0^0, 30^0, 60^0$ usw. die Werthe von α, $\varrho\alpha$ und v berechnet worden. α muss natürlich zunächst in Bogenmass berechnet werden mittels

$$\alpha = 2\pi \cdot \frac{\alpha^0}{360^0} = 0{,}017$$

Die Kolbengeschwindigkeit erhält man aus

$$v = \frac{c a \sin \omega}{\sqrt{a^2 + r^2 - 2 a r \cos \omega}}. \qquad 94)$$

Setzt man die gegebenen Werthe ein, so erhalten die zwei erforderlichen Gleichungen die folgende Gestalt:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sin \omega}{5 - \cos \omega} \qquad 95)$$

$$v = 1{,}0763 \frac{\sin \omega}{\sqrt{2{,}6 - \cos \omega}}. \qquad 96)$$

Um schliesslich zu den Werthen der Wassergeschwindigkeit in den Kanälen zu gelangen, beachte man, dass, wenn ξ = der Kanalöffnung ist,

$$F v = 2 \xi b w \qquad 97)$$

sein muss, wenn F den Cylinderquerschnitt und B die Breite der Kanäle bezeichnet; die Zahl 2 entspricht der doppelseitigen Einströmung. Es war

$$F = \frac{60^2 \pi}{4} = 2827{,}44 \text{ qmm} \qquad 98)$$

$$\text{und } b = 60 \text{ mm}. \qquad 99)$$

Damit wird

$$w = \frac{F}{2 b} \cdot \frac{v}{\xi} = 23{,}565 \frac{v}{\xi}. \qquad 100)$$

Diese so bestimmten Werthe sind in folgender Tabelle zusammengestellt.

Wassersäulenmaschine von Haag 60/100.

ω	0°	30°	60°	78° 27′ 47″	90°	120°	150°	180°
α^0	0°	6° 53′ 47″	10° 53′ 37″	11° 32′ 13″	11° 18′ 37″	8° 56′ 55″	4° 52′ 19″	0°
α	0,00000	0,12040	0,19012	0,20136	0,19740	0,15619	0,08503	0,00000
$\xi = \varrho \alpha$	0,000	5,176	8,175	8,658	8,488	6,716	3,656	0,000
v	0,0000	0,4095	0,6433	0,6807	0,6677	0,5293	0,2890	0,0000
w	0,000	1,864	1,854	1,853	1,854	1,857	1,863	0,000

Die massgebenden Grössen, die Geschwindigkeiten w, bleiben während des grössten Theiles des Kolbenlaufes nahezu dieselben und in angemessenen Grenzen; die Kanalweite (9 mm) wird fast vollständig ausgenutzt. Eine Veranlassung, wegen zu grosser Geschwindigkeiten eine Drosselung zu vermuthen, liegt mithin, wie die Tabelle lehrt, nicht vor; es lässt sich an eine solche höchstens wegen der sehr geringen Weite der Kanäle denken.

Die Haag'schen Wasserkraftmaschinen wurden verschiedentlichen Versuchen unterzogen, deren Ergebnisse noch kurz zusammengestellt werden

sollen. Von Seiten der Fabrik wurde als grösster Wirkungsgrad 86 % angegeben. 1875 werden in Dingler's polyt. Journal (Bd. 215 S. 193) 90 % als festgestellter Wirkungsgrad bezeichnet; Musil giebt 85 % an. Wesentlich geringer ergab sich der Wirkungsgrad bei den Versuchen in Erfurt 1878 (Bork, Kraftmaschinen); eine kleine Maschine von 50 mm Bohrung und 75 mm Hub lieferte hier folgende Werthe:

Erfurter Versuche.

Nummer des Versuches	Umdrehungen in der Minute	Moment des Bremsgewichts mkg	Brems-Leistung in Pferdest.	Druckhöhe in Metern	Wasserverbrauch in Cubikmetern in der Min.	Verfügbare Arbeit in Pferdest.	Wirkungsgrad
1	351	0,84	0,412	30,0	0,111	0,738	0,56
2	372	0,88	0,457	35,0	0,117	0,913	0,50
3	335	0,88	0,412	37,5	—	—	—

Betreffs des Wasserverbrauchs und der Arbeitsleistung der in Rede stehenden Maschinen liefert eine neuere Mittheilung einige Unterlagen (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1886 S. 161). Im Bergwerksbetriebe sind hiernach die Steuerungstheile vom Kraftwasser stark angegriffen worden und sind nach kurzer Zeit kaum dicht zu halten gewesen — ein Beweis, wie schädlich kleine Schieberflächen sind. Das Minimum des wirklichen Verbrauches überstieg den theoretischen Werth um 16 %; bei mehrfachen Versuchen hat sich, abgesehen von den durch Undichtheiten entstandenen Verlusten, ein Wirkungsgrad von etwa 50 % ergeben.

Die Wassersäulenmaschine von Kieffer & Engelmann, die als stehende Zwillingsmaschine gebaut wurde, hat den Markt bereits wieder verlassen; wenigstens ist die Firma erloschen und auch sonst in neuerer Zeit von den Maschinen nichts mehr zu hören gewesen.

Die Maschinen sind insofern mit denen von Wyss & Studer übereinstimmend angeordnet, als sie als Steuerflächen Ebenen zeigen, die senkrecht zur Schwingungsaxe liegen. In ungünstiger Weise unterscheidet sich aber vorliegende Maschine dadurch von jenen, dass hier nur die Stirnfläche des Schwingungszapfens als Steuerfläche benutzt wurde, während Wyss & Studer dieselbe bedeutend erweiterten; dadurch mussten die Oeffnungen im Schieberspiegel aus zweierlei Gründen klein gehalten werden, da die Länge durch den Zapfendurchmesser begrenzt wird und auch der Ausschlag ein um so kleinerer wird. Ueber das Verhältniss der Querschnitte der Kanäle und des Cylinders lässt sich nichts mittheilen, da die vorliegenden Zeichnungen nicht zuverlässig sind.

Die Maschinen sind als Zwillingsmaschinen mit unter 90° versetzten Kurbeln ausgeführt, um aus jeder Stellung in Gang gebracht werden zu können, kleinerer Schwungräder zu bedürfen und um endlich kleinere

Windkessel verwenden zu können. Zwei vertikale Ständer tragen die Kurbelaxe und dienen zur Lagerung der Cylinder an der Aussenseite. Um wenig Reibung zu verursachen, sind die Aussenzapfen mit Körnern versehen, in welche die Spitzen starker Schrauben eingreifen, die in den Ständern sitzen; hierdurch kann auch das Nachstellen der Steuerflächen bewirkt werden. Die starken Innenzapfen dienen zur Steuerung und sind (ohne radiale Nachstellbarkeit) in einem hohlen Ständer gelagert, der zur Wasserzu- und abführung dient. Letzterer ist durch eine vertikale, durch die Schwingungsae gehende Wand in 2 Kästen getheilt. An jeder Steuerfläche dieses Ständers befinden sich 4 kreisabschnittförmige Oeffnungen, an der des Cylinders aber nur 2; das Zusammenarbeiten dieser Oeffnungen bei der Schwingung des Cylinders ist ohne weiteres verständlich.

Die Cylinder wurden aus Rothguss ausgeführt. Musil gab an, dass die Maschinen in 6 Grössen von $^1/_4$ bis $4\,^1/_2$ Manneskraft (6 = 1 Pfst.) bei 20 m Gefäll ausgeführt wurden, 800 bis 1200 l Wasser in der Stunde brauchten und 300 bis 900 Mark kosteten.

Später hat Kieffer die Kanäle an das Cylinderende verlegt, um grössere Eröffnungen zu erzielen; auch sind Umsteuervorrichtungen, sowie selbstthätige Verstellung des Hubes verwendet worden. Ueber diese Anordnungen waren jedoch nähere Mittheilungen nicht zu erlangen, so dass die ganze Sache aufgegeben worden zu sein scheint.

Einer Bremsprobe haben diese Kraftmaschinen wohl nicht unterlegen — wenigstens ist nichts darüber an die Oeffentlichkeit gekommen.

Zeichnungen siehe in Musil 2. Aufl., T. 1.

Die Wassersäulenmaschine von Phil. Mayer. Obgleich die von Mayer gebauten Maschinen nicht eigentlich dem Kleingewerbe dienen, sondern in der Hauptsache zu Aufzügen, Förderungen in Bergwerken und Beleuchtungszwecken benutzt werden, erscheint es doch erforderlich, auf dieselben hier einzugehen, einmal weil durch diese Bauart die Beseitigung der Wasserstösse in der Maschine ermöglicht, andererseits weil eine Füllung kleiner als 1 hierbei statthaft ist.

Der feststehende Arbeitscylinder, dessen Kolben die aufgenommene Arbeit mittels des gewöhnlichen Getriebes der Dampfmaschine auf die Kurbel überträgt, hat an jedem Ende eine mit Luft gefüllte Kammer, deren Inhalt nach beendetem Kolbenlaufe auf die Einlassspannung verdichtet sein muss. Das eintretende Wasser findet also beim Eintritte nicht nur den Leitungsdruck, sondern auch ein elastisches Kissen vor, so dass die Gefahr schädlicher Stösse als völlig beseitigt betrachtet werden kann. „Die durch Kompression des Wassers bei gehindertem Austritte, eine Expansion bezw. deren Tendenz auf der andern Seite uud durch unvollständige Füllung des Treibcylinders infolge der Kontraktion des Wassers bei dem Wege durch die successiv abgesperrten Kanäle veranlassten

Wasserstösse durch Beseitigung ihrer Ursachen unmöglich zu machen, ist Zweck der vorliegenden Konstruktion. Ausserdem ist aber noch die Möglichkeit geboten, diese Maschinen mit variabler Füllung arbeiten zu lassen, um hierdurch den Wasserverbrauch stets der verlangten Leistung anpassen zu können", sagt Mayer selbst (Zeitschr. d. österr. Ing. u. Arch.-Ver. 1874, S. 219). Wie schon angeführt, ist derselbe Vorschlag bereits früher von Coque gemacht worden, doch verdanken wir Mayer bauliche Durchführung und Ausbeutung dieser Anordnung.

Ehe an eine nähere Darlegung der Einrichtung der Maschine gegangen wird, sollen die Grössenverhältnisse der Luftkammern rechnerisch erörtert werden. Es sei zu dem Zwecke p_1 der Anfangsdruck, V das vom Kolben beschriebene Volumen, v_1 das Volumen der Luftkammer und p_0 der Aussenluftdruck. Da die Temperatur als gleichbleibend zu betrachten ist, so erfolgen die Zustandsänderungen nach dem Gesetz

$$p\,v = \text{Const.} \tag{101}$$

Vor der Eröffnung befinde sich in der Kammer nur Luft von der Spannung p_1; es treten während des Kolbenlaufes V Vol. Wasser ein und geben Arbeit ab. Beim Kolbenwechsel sinkt die Spannung (sehr rasch) auf 1 at, und es erfolgt der Austritt, bis bei einem noch verbleibenden Kolbenvolumen V′ Abschluss erfolgt, um durch nunmehr eintretende Verdichtung den Inhalt wieder auf den Druck p_1 zu bringen. Daher ist (Fig. 22)

$$p_1 v_1 = p_0 (V' + v_1) \tag{102}$$

$$v_1 = \frac{p_0}{p_1 - p_0} . V'. \tag{103}$$

Bei gleichbleibendem Betriebsdrucke p_1 muss also das Absperren immer bei demselben V′ erfolgen; wechselt p_1, so müsste streng genommen auch V′ wechseln und zwar in gleichem Sinne.

Die zu dieser Verdichtung erforderliche Arbeit ist

$$L = \int_{v_1}^{V'+v_1} (p - p_0)\,dv = (p_1 - p_0) v_1 \operatorname{logn} \frac{V' + v_1}{v_1} = (p_1 - p_0) v_1 \operatorname{logn} \frac{p_1}{p_0} \tag{104}$$

und diese Arbeit ist bei Volldruckmaschinen verloren; man müsste daher v_1 so klein als möglich machen, um diese verlorene Arbeit herabzuziehen. Wir sehen also, dass bei Volldruckmaschinen die Beseitigung der Stösse nicht ohne Entgelt zu erzielen ist. Hiernach ergiebt sich ein indicirter Wirkungsgrad von

$$\eta_i = \frac{(p_1 - p_0) V - L}{(p_1 - p_0) V} = 1 - \frac{v_1}{V} \operatorname{logn} \frac{V' + v_1}{v_1} \tag{105}$$

völlig abgesehen von etwaigen Drosselungsvorgängen.

Für $\frac{p_1}{p_0} = 4$ wird η_i für

$$\frac{v_1}{V} = 0{,}05 \qquad 0{,}10 \qquad 0{,}20 \qquad 0{,}30$$

$$\eta_i = 0{,}93 \qquad 0{,}86 \qquad 0{,}72 \qquad 0{,}58$$

Anders liegt die Sache, wenn nicht volle Füllung gegeben wird. Bis zum Volumen V_1 werde gefüllt, dann auf 1 at ausgedehnt; der Austritt erfolgt, bis das Kolbenvolumen V_2 noch übrig ist, worauf Verdichtung bis p_1 eintritt. Dann haben wir für die Ausdehnung, an der sich nur das Luftvolumen v_1 betheiligt (Fig. 23)

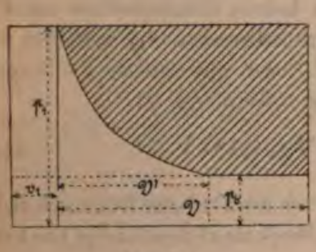


Fig. 22.

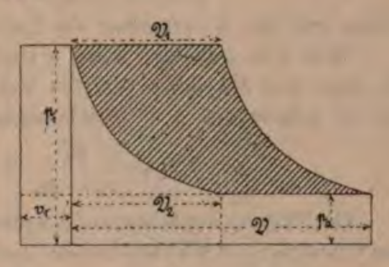


Fig. 23.

$$p_1 v_1 = p_0 (v_1 + V - V_1) \tag{106}$$

und für die Verdichtung

$$p_0 (V_2 + v_1) = p_1 v_1 \tag{107}$$

woraus selbstverständlich folgt

$$V - V_1 = V_2 \tag{108}$$

Es ist daher

$$v_1 = \frac{V - V_1}{p_1 - p_0} p_0 = \frac{p_0}{p_1 - p_0} (1 - \varepsilon) V \tag{109}$$

d. h. es ist v_1, das Volumen der Luftkammer, abhängig vom Füllungsverhältniss ε. Aendert man ε bei gleichbleibendem v_1, so hört zunächst die richtige Wirkungsweise auf; dieser Punkt soll weiter unten noch erörtert werden.

Es entsteht die Frage, ob auch hier das Vorhandensein der Luftkammer einen Arbeitsverlust zur Folge hat. Die Arbeit während des Einlasses beträgt

$$L_a = (p_1 - p_0) V_1 \tag{110}$$

die Ausdehnungsarbeit (des Luftvolumens v_1)

$$L_e = [illegible]\, v_1 \operatorname{logn} \frac{V - V_1 + v_1}{v_1} \tag{111}$$

$$L_a + L_e = (p_1 - p_0)\left(V_1 + v_1 \operatorname{logn} \frac{V - V_1 + v_1}{v_1}\right) \qquad 112)$$

Die Verdichtungsarbeit beträgt

$$L_c = (p_1 - p_0)\, v_1 \operatorname{logn} \frac{V_2 + v_1}{v_1} \qquad 113)$$

und wegen

$$V - V_1 = V_2 \qquad 114)$$

$$L_c = (p_1 - p_0)\, v_1 \operatorname{logn} \frac{V - V_1 + v_1}{v_1} \qquad 115)$$

Daher wird die für jeden Schub erhaltene Arbeit

$$L = L_a + L_e - L_c = (p_1 - p_0)\, V_1 = L_a \qquad 116)$$

mithin hat die Anwesenheit der Luft hier keinen Arbeitsverlust zur Folge.

Was tritt nun ein, wenn ε (bei gleichbleibendem v_1) geändert wird? Es liege eine Maschine vor, für welche 0,5 der gewöhnliche Füllungsgrad ist; sie arbeite mit 4 at Betriebsspannung. Zunächst ist

$$v_1 = \frac{p_0}{p_1 - p_0}\,(1 - \varepsilon)\, V = 0{,}167\, V. \qquad 117)$$

Die Füllung werde nun auf 0,8 plötzlich erhöht. Dadurch kann sich die Luft von v_1 auf $(v_1 + 0{,}2\,V)$ ausdehnen, und der Druck sinkt demzufolge von 4 at auf

$$\frac{v_1}{v_1 + 0{,}2\,V} \cdot 4 = 1{,}82 \text{ at (Curve ef Fig. 24)} \qquad 118)$$

und erst bei Beginn der Ausströmung tritt Aussenluft hinter dem Kolben ein. Der Ausströmkanal ist nunmehr beim Kolbenrücklauf gleichfalls 0,8 des Hubes geöffnet und gestattet dem Kraftwasser den Austritt; dass alles Wasser austrete, ist eine Voraussetzung, die bei genügend grossen Kanälen unbedenklich erscheint — man muss sogar vermuthen, dass auch Luft austrete. Die in der Maschine befindliche Luft hat bei 4 at ein Volumen von 0,167 V, bei 1 at mithin 4.0,167 V = 0,668 V; beim Schieberabschluss verbleibt ein Volumen von $v_1 + 0{,}2\,V = 0{,}367\,V$ vor dem Kolben, und da eine Verdichtung bei geöffnetem Ausströmkanal nicht denkbar ist, so müssen 0,3 V Luft ausgetreten sein. Die zurückgebliebenen 0,367 V Luft werden nunmehr nach Kurve g h zusammengedrückt und erreichen eine Spannung von

$$\frac{0{,}367}{0{,}167} \cdot 1 = 2{,}2 \text{ at.} \qquad 119)$$

Das Kraftwasser findet jetzt beim Eintritte wohl ein elastisches Kissen, aber nicht die Leitungsspannung vor, und muss die vorhandene Luft zunächst nach h i auf 4 at verdichten, wobei das Volumen derselben

$$0{,}167\, V \cdot \frac{2{,}2}{4} = 0{,}0919\, V \qquad 120)$$

wird. Dazu war ein Wasservolumen von

$$v_1 - 0{,}0919\, V = 0{,}075\, V \qquad 121)$$

ı, und dieses ist verloren; der Verlust beträgt

$$\frac{0{,}075\,V.100}{0{,}8\,V} = 9{,}4\,\% \qquad 122)$$

rverbrauchs. Die von diesem Wasser geleistete (verlorene) Ver-
rbeit giebt die gestrichelt schraffirte Fläche an. Nach dem Ab-
es Wasserzutritts dehnt sich die jetzt kleinere Luftmenge nach
ıd erreicht am Hubende eine Spannung von 1,26 at. Nunmehr
ıe Beharrungszustand erreicht, dessen Diagramm in Fig. 24 am
raffirt ist. Dieser neue Zustand bringt also einen Wasserverlust
ı mit sich und lässt die Ausdehnungswirkung der Luft zum
ınutzt.

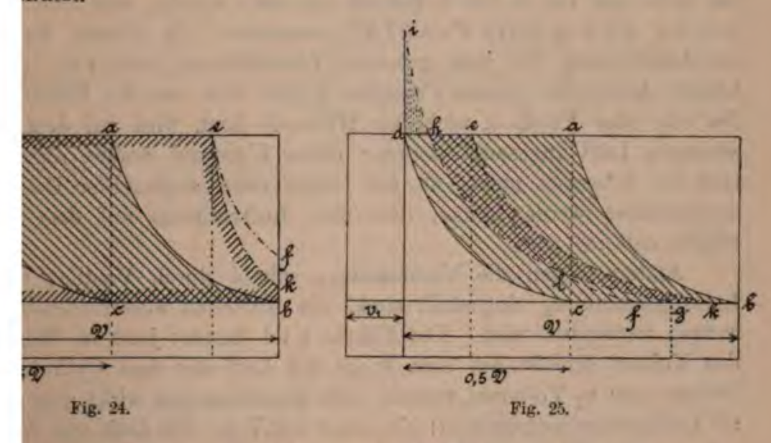


Fig. 24. Fig. 25.

Vorgänge bei einer plötzlichen Verminderung der Füllung von
2 sollen jetzt an der Hand der Fig. 25 erörtert werden. Beim
des Zutritts beginnt die Luft sich nach e f (= a b) auszu-
d erreicht die Aussenluftspannung bei

$$4 . 0{,}167\,V = 0{,}667\,V;$$

ı steht dabei in 0,7 des Hubes. Die Spannung würde sich
reiter verringern, wenn nicht die angebrachten Luftsaugventile
tt der Luft gestatteten. Somit werden jetzt 0,3 V Luft ange-
er Austrittskanal wird geöffnet, und es kann angenommen
ss beim Abschlusse desselben (bei 0,2 des Hubes) alles Wasser
. Die verbleibende Luft, deren Volumen bei 1 at (0,8 + 0,167) V
rd nach g h i verdichtet und erreicht eine Spannung von

$$\frac{0{,}967}{0{,}167} \cdot 1 = 5{,}8\ \text{at}, \qquad 123)$$

her als das Druckwasser gespannt. 4 at Druck sind erreicht
h, entsprechend einem Volumen von

$$\frac{0,967\,V}{4} = 0,242\ V; \qquad 124)$$

der Kolben steht 0,242 — 0,167 = 0,075 vor Hubende.

Der Druck im Punkte i kann natürlich bei anderen Annahmen ein wesentlich höherer werden (siehe hierzu auch Schaltenbrand, Zeitsch. d. V. deutsch. Ing. 1882, S. 54), und muss deshalb für Beseitigung dieses Uebelstandes Sorge getragen werden. Zu dem Zwecke sind Sicherheitsventile angeordnet, von denen späterhin die Rede sein wird. Fehlen solche, so ist die Diagrammfläche h i d nicht verloren, sondern wird beim nächsten Hube als wieder gewonnen zu betrachten sein, sobald der Eintritt des Wassers erst erfolgte, nachdem der Druck wieder auf 4 at vermindert ist, d. h. nur von h bis e Wasser eintreten würde, was eine Ersparniss von d e — h e = 0,075 V = 37,5 % bedeutete. In diesem Falle erfolgt die Ausdehnung des jetzt grösseren Luftvolumens nach e k, und die geleistete Arbeit des ganzen Prozesses ergiebt sich aus der Fläche h e k g h. Da nun aber Punkt k nicht am Hubende liegt, wird auf dem Wege k b abermals Luft angesaugt werden; dieser Umstand ändert aber den Verlauf des Prozesses nicht, da auf Grund oben angestellter Betrachtungen angenommen werden muss, dass dies Luftvolumen auf dem Wege b g wieder entfernt wird.

Anders liegen die Verhältnisse, sobald durch Ventile, die auf die Leitungsspannung eingestellt sind, ein Auftreten ausserordentlicher Pressungen verhindert wird. Die Fläche h i d kommt jetzt in Wegfall, und der Kolben schiebt auf dem Wege h d Luft aus dem Cylinder, und es bleiben nur v_1 Volumen zurück. Die Kraftmaschine wirkt also gleichzeitig als Luftkompressionspumpe: sie saugt 0,3 V (= f b) Luft von Aussenspannung an, verdichtet sie auf 4 at und 0,075 V (= d h) und schiebt sie hinaus. Dass hierdurch die Leitung der Maschine sehr herabgezogen wird und von oben angedeuteter Wasserersparniss nicht die Rede sein kann, leuchtet ohne weiteres ein. Das Diagramm dieses Prozesses giebt Fig. 25 zu d h e l f g l h d, unter l den Schnittpunkt der Kurven e f und g h verstanden. Gewonnene Arbeit ist nur der Unterschied der Flächen h e l und l g f; wird dieser Null, so wirkt (abgesehen von allen Reibungen) die Maschine nur als Kompressor — wird sie negativ, so bleibt die Maschine stehen. Dass letzterer Fall natürlich auch bei kleinen Schwungmassen und grosser Spannung im Punkte i vorkommen kann, falls die Ventile fehlen, bedarf kaum der Erwähnung.

Nachdem so die Wirkungsweise derartiger Kraftmaschinen im Allgemeinen erörtert worden ist, soll die Mayer'sche Konstruktion an den Fig. 26 und 27 erläutert werden. Die Figuren stellen eine Maschine von 80 mm Bohrung und 120 mm Hub dar, wie sie Mayer für Personen- und Lastenaufzüge usw. verwendet. Die Umdrehungszahl [illegible] 160—180 in der Minute.

Der an beiden Enden mit Luftkammern versehene Cylinder ist mit dem Schieberkasten zusammen aus einem Stück gegossen, hat nur am hinteren Ende einen Deckel und ist vorn mit einem kräftigen Gussstück verschraubt, das die Kreuzkopfführung und die beiden Kurbellager trägt;

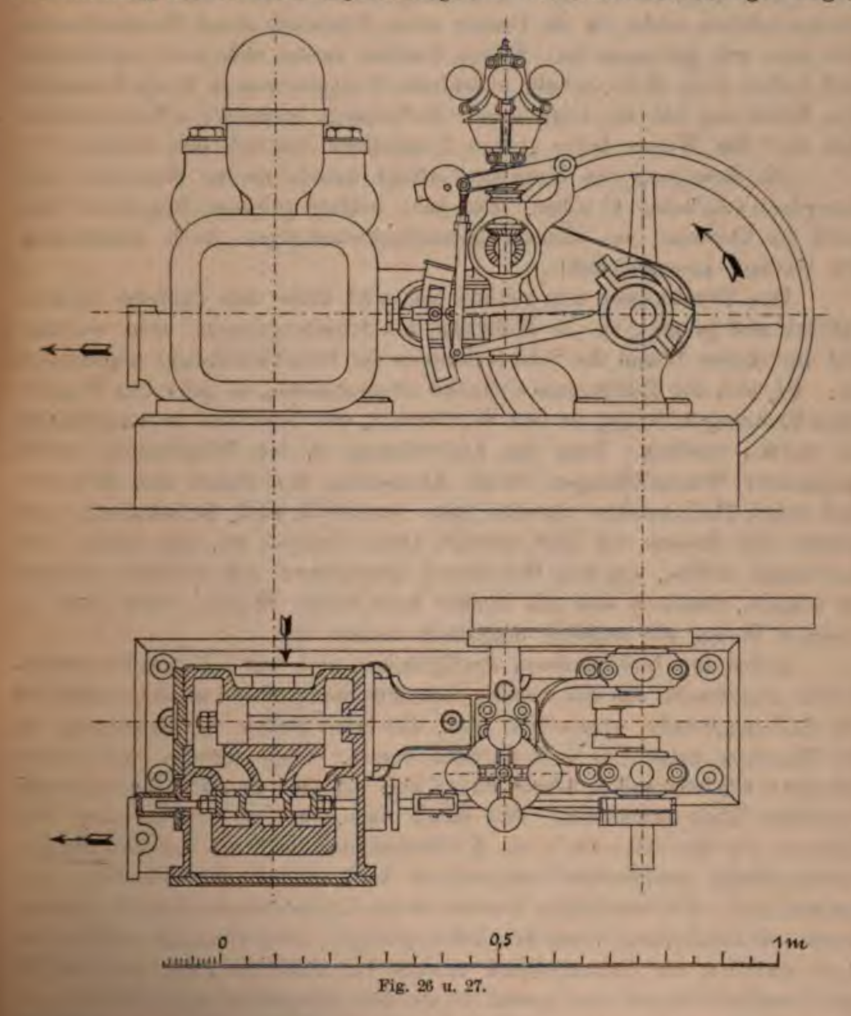


Fig. 26 u. 27.

dadurch erhält die ganze Maschine eine grosse Standfestigkeit. Der gleichfalls aus Gusseisen gebildete Schieber ist ein Spaltschieber und ist durch eine nachstellbare Platte gedichtet und entlastet. Die den Oeffnungen [illegible]tte gegenüber liegenden Aussparungen er- [illegible] erstens wird die Entlastung eine voll-

kommenere, und zweitens wird bei einer Verschiebung des Schiebers um s der Kanal um 2 s geöffnet. Die wenig günstigen Erfahrungen, die man mit dieser Entlastungsweise bei Steuerungen von Dampfmaschinen gemacht hat, beeinflussen die Verwendung dieser Einrichtung bei Wasserkraftmaschinen nicht, da die Gefahr eines Verlustes durch Undichtheiten hier eine weit geringere ist. Ebene Flächen lassen sich leicht abdichten und halten auch dicht, sobald nicht hohe Temperaturen in Frage kommen. Die Erfahrung hat die Güte dieser Entlastung bestätigt; selbstverständlich darf das Wasser keine groben Unreinlichkeiten mit sich führen.

Die Bewegung des Schiebers erfolgt mittels zweier Excenter und Stephenson'scher Coulisse. Ein sehr kräftig gebauter Regulator verstellt die Coulisse, um kleinere Betriebsschwankungen durch Aenderung der Füllung auszugleichen.

Das Druckwasser tritt seitlich ein, wird unter dem Cylinder herumgeführt und gelangt in die Höhlung des Schieberspiegels, über welcher auf der oberen Wand des Schieberkastens der Druckwindkessel angebracht ist. Ist also der Zutritt zum Cylinder abgeschlossen, so geht das Wasser ohne Richtungsänderung in den Windkessel, was besonders hervorgehoben zu werden verdient. Dass das Luftvolumen in den Windkesseln stark gespannter Wasserleitungen durch Absorption von Seiten des Wassers und durch Undichtheiten ziemlich rasch vermindet wird, ist bekannt; man ordnet zum Ersatze der Luft deshalb kleine Pumpen an, oder muss Vorkehrungen treffen, um den Windkessel abzusperren und auslaufen lassen zu können, damit er sich mit frischer Luft fülle. Mayer hilft sich in anderer Weise, wie sogleich mitgetheilt werden soll.

Ueber den Luftkammern des Cylinders sind ferner Expansionswindkessel angebracht, die mit ersteren zusammenhängen und an denen seitlich die Luftsaugventile angeordnet sind, die beim Sinken der Spannung in der Maschine unter 1 at Luft eintreten lassen. Oben dagegen sind kleine Druckventile vorhanden, hinter denen sich ein nach dem Druckwindkessel führendes Rohr anschliesst. Wir sahen oben, dass bei Verringerung der Füllung die Maschine theils als Kraftmaschine, theils als Luftkompressor wirkt, sobald entsprechend angeordnete und belastete Druckventile vorhanden sind. Die erwähnten Ventile an den Expansionswindkesseln stehen durch die Rohrleitung unter dem Leitungsdruck; diese führt die verdichtete Luft, nachdem der Leitungsdruck erreicht ist, nicht ins Freie, sondern in den Druckwindkessel und ersetzt so die hier absorbirte oder entwichene Luft. In äusserst geschickter Weise macht also Mayer hier aus der Noth eine Tugend. Ehe er auf diese einfache Vorrichtung (D. R. P. 31 306) kam, half er sich durch eine andere sinnreiche Vorkehrung, die nach Ernst englischen Pumpanlagen entlehnt ist und die Fig. 28 und 29 erläutern.

Neben dem Druckwindkessel liegt ein kleiner Luftspeisekessel, jedoch

tiefer als der unterste Wasserspiegel im Hauptkessel. Oben und unten ist der Speisekessel je mit einem Hahn versehen, der mit h_1 bezw. h_2 bezeichnet ist. Dieser Hilfskessel steht durch 2 Röhrchen r_1 und r_2 mit dem Druckkessel in geeigneter Verbindung und zwar kommt r_1 vom Luftraume des letzteren und mündet oben in S, während r_2 vom Wasserraume in D bis zum tiefsten Punkte von S reicht; beide Röhrchen können durch Hähne c_1 und c_2 abgesperrt werden. Um nun Luft zu speisen, füllt man S mit Luft, indem man c_1 und c_2 schliesst, h_1 und h_2 dagegen öffnet. Kehrt man darauf die Hahnstellungen um, so tritt durch r_2 Druckwasser in den abgeschlossenen Speisekessel und drückt die Luft nach D; dies ist geschehen, sobald beim Oeffnen des Hahnes h_1 Wasser austritt.

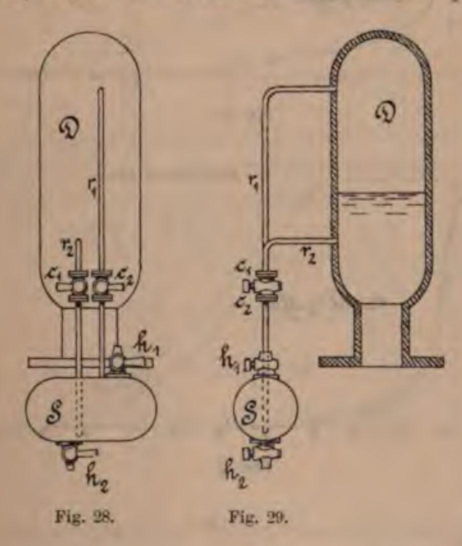


Fig. 28. Fig. 29.

Dieser Vorgang wird so oft als nöthig wiederholt und ist zu bemerken, dass er keine Betriebsstörung veranlasst.

Die kleinsten Maschinen, die Mayer ausführte, dienten zum Betriebe von Bohrmaschinen, besassen 50 mm Bohrung und 70 mm Hub und liefen mit 400 Umdrehungen. Die Grenzen der Leitungsspannung bei den verschiedenen Ausführungen waren 13 und 280 m.

Veränderliche Füllung wird bei allen Maschinen ausgeführt und zwar entweder vom Regulator (siehe Fig. 26) oder durch Verstellung des Excenters veranlasst.

Für die Einströmrohre wird 0,5, für die Austragsrohre möglichst die volle Grösse des Cylinderquerschnitts genommen.

Die gebremste Leistung ergab sich stets zu mindestens 80 % der verfügbaren Arbeit (Wassermenge mal Druckhöhe).

Ueber die Regulierung der Füllung liegen nur günstige Erge vor. Die oben dargestellte Maschine dient zum Betriebe von Boge oder Glühlampen; es hat sich nicht die geringste Schwankung der stärke herausgestellt. Die Zu- und Abströmrohre haben 50 bezw. 75 mm

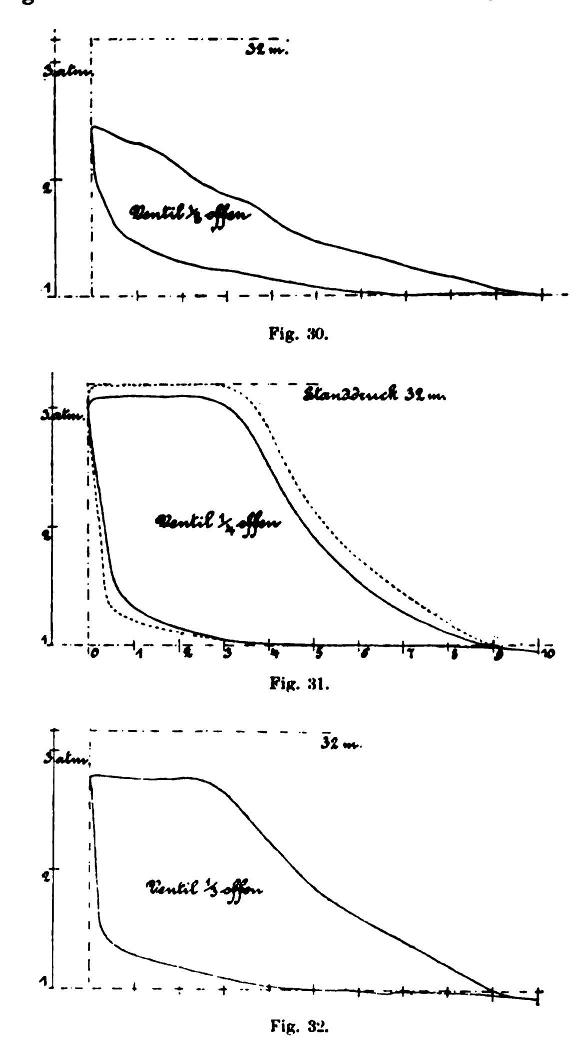


Fig. 30.

Fig. 31.

Fig. 32.

Ueber diese Kraftmaschine ist vielfach berichtet worden; die schrift des Vereins deutscher Ingenieure enthält in den Jahrgängen 1 1882, 1885, die Oesterr. Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen in Jahrgängen 1876, 1877 und 1884 hierauf Bezügliches.

Am letztgenannten Orte giebt Mixa einige Arbeitsdiagramme, die in den Figuren 30—32 wiedergegeben sind und die die Wirkungsweise der Maschine erläutern. Der Enddruck sinkt stellenweise unter 1 at, so dass die Luftsaugventile etwas zu stark belastet erscheinen.

Die Aeusserungen über die im Betriebe befindlichen Maschinen lauten durchaus günstig.

Die Wassersäulenmaschine von Winter. Prof. Winter in Graz hat eine Regulierfähigkeit der Wasserkraftmaschinen dadurch erreicht, dass er Vollfüllung des Cylinders beibehält, jedoch durch eine recht verwickelte Steuereinrichtung nach Bedarf die Zahl der Füllungen

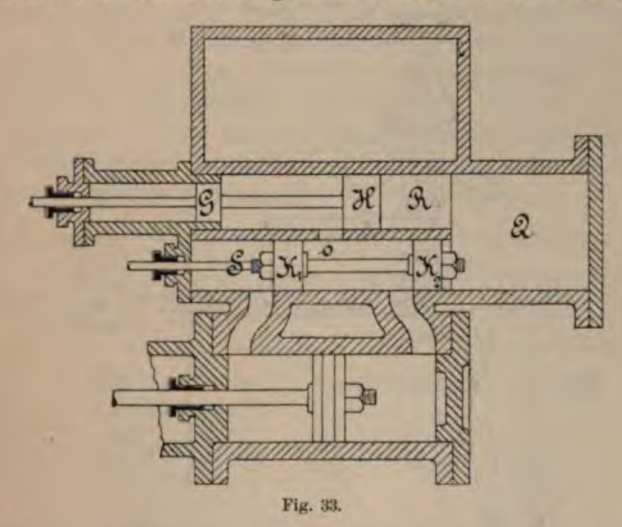


Fig. 33.

vom Regulator verkleinern lässt. Durch diese Einrichtung werden natürlich die Maschinen sehr vertheuert, was auch der Grund sein mag, dass dieselben nicht mehr gebaut werden. Es sei aber dennoch die beachtenswerthe Anordnung Winter's hier erläutert, da sie zu den wenigen Mitteln gehört, die sich zur Regulierung kleiner Wasserkraftmaschinen darbieten.

Die Maschine, die in den Fig. 33 u. 34 dargestellt ist, hat feststehenden Cylinder und Kolbensteuerung. Die beiden ohne Deckung arbeitenden Steuerkolben K_1 und K_2 gleicher Grösse sitzen auf gemeinschaftlicher Stange und werden von einem Excenter bewegt. Neben dem Steuercylinder S liegt der Reguliercylinder R, in welchem zwei weitere, auf einer und derselben Stange sitzende Kolben H und G spielen, die jedoch verschiedenen Durchmesser besitzen. In diesen Reguliercylinder tritt von oben her das Kraftwasser ein; die Zutrittsöffnung kann durch einen unterhalb des Windkessels liegenden Schieber abgesperrt werden. Das zwischen H

und G eingetretene Kraftwasser gelangt bei geeigneter Stellung der Regulierkolben durch die Oeffnung o zwischen die Steuerkolben und wird durch diese vor oder hinter den Treibkolben geleitet. Das Austragwasser gelangt unmittelbar oder durch einen über S liegenden Kanal nach Q, von wo es durch den höher gelegenen Ablauf abfliesst. Diese Lage ist gewählt worden, um die betreffenden Räume stets mit Austragwasser gefüllt zu erhalten. An den Cylinderenden sind Luftventile angeordnet, um im Falle einer Luftleere in der Maschine Luft eintreten lassen zu können.

Da Kolben H grösser ist als G, so drückt das Wasser die Regulierkolben stets nach aussen; ihre Stange ist an einen Winkelhebel lmn

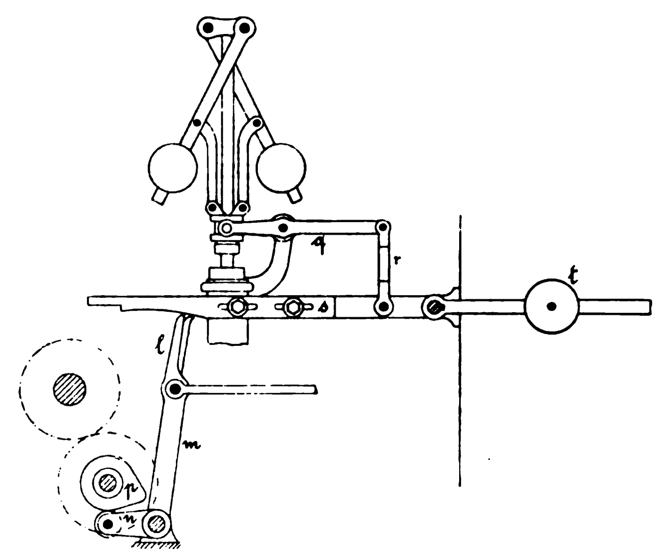


Fig. 34.

angeschlossen, dessen mit einer Rolle ausgerüstetes Ende n daher veranlasst wird, sich stets an eine Kurvenscheibe p anzulegen, deren Welle mittels eines Stirnräderpaares in Umdrehung versetzt wird. Der Daumen der Scheibe p ist so gestellt, dass er eine Bewegung des Winkelhebels veranlasst, wenn die Treibkurbel im Todtpunkte steht; je nach Wahl des Grössenverhältnisses der Zahnräder erfolgt dies nach 1, 2 oder 3 Umdrehungen der Kurbel.

Der Regulator bewirkt nun weiterhin durch Heben und Senken seines Muffs eine Verstellung der Hebel q, r, s, deren Gewicht durch das Gegengewicht t ausgeglichen ist. Steigt der Regulator, wird also die Geschwindigkeit zu gross, so senkt sich das mit einer Nase versehene Ende des Hebels s und dieser liegt auf dem Winkelhebel l auf. Wird nun letzterer durch den Daumen an p zurückgezogen, so legt sich die Nase an s vor l

d dieser ist festgestellt, d. h. die Regulierkolben sind soweit nach innen zogen, dass H die Zutrittsöffnung o verschliesst: der Treibkolben emängt mithin kein Kraftwasser und die vom Schwungrad getriebene aschine saugt und drückt Ablaufwasser. Um nach genügender Vernderung der Geschwindigkeit dem Regulator das Ausrücken des ebels s zu erleichtern, ist die Einrichtung getroffen, dass Hebel l durch n Daumen etwas nach der Welle zu bewegt wird, so dass die Nase ei wird und dem Heben des Hebels s kein Hinderniss mehr entgegensteht.

Dieser sinnreichen, aber verwickelten Einrichtung ist das Lob richtigen nd empfindlichen Arbeitens nicht versagt worden.

Auf der Ausstellung in Paris 1873 war eine solche Maschine voranden, die mit 35 m Wassersäule und 60 Umdrehungen in der Minute ne Bremsleistung von 1 e bei 70% Wirkungsgrad geben sollte. Obgleich er Druck bis auf 15, ja sogar 8 m herabsank, soll die Maschine ihre Jmdrehungszahlen mit nur geringen Schwankungen eingehalten haben.

Ungünstiger lauten die Versuchsergebnisse der Erfurter Ausstellung 878, die zum Schlusse hier angeführt werden mögen:

Umdrehungen in der Minute	Moment des Bremsgew. in m und kg	Nutzleistung in Pferdest.	Druckhöhe in Metern	Wasserverbrauch in Kubikmetern in der Minute	Verfügbare Arbeit in Pferdest.	Wirkungsgrad
50	5,95	0,415	30,0	0,096	0,637	0,65
60	5,10	0,427	—	—	—	—
60	5,10	0,427	30,0	0,141	0,940	0,45
60	2,55	0,214	30,0	0,093	0,617	0,35

Einen sehr interessanten Wassermotor hatte G. Adam 1888 auf er Münchener Ausstellung in Betrieb. Aeusserlich zeigte der Motor die orm einer stehenden Gaskraftmaschine; seine Arbeitsweise zeigte eine Kombination des Regulierungsprincips von Winter (Ausfall der Füllungen ei zu grosser Geschwindigkeit) und des Luftkissens von Ph. Mayer. Der Motor arbeitete sehr gut, scheint aber eine weite Verbreitung nicht gefunden zu haben und dürfte kaum noch gebaut werden.

Die Fig. 35 bis 37 erläutern die Konstruktion des Motors. Das hohle Gestell dient als Windkessel für das Druckwasser, welches durch den Stutzen a herbeitritt; das Wasser gelangt dann durch b und das Eintrittsventil c zum Cylinder und fliesst durch das Austrittsventil d nach e ab. Der Motor ist einfachwirkend und arbeitet wie folgt: Beim Kolbenniedergange tritt das Wasser aus, bei etwa halbem Hube aber schliesst das Austritts-—l und die verbleibende Luft wird komprimirt, derart, dass im unteren unkte der Druck des Betriebswassers annähernd erreicht ist. Nunrd das Eintrittsventil c geöffnet und das Druckwasser treibt den

… Luftkissens in die Höhe. Bei etwa 0,5 … die Luft expandirt bis kurz vor … ventils). Die Steuerung der Ventile … welle f sitzenden Daumen g bethätigt … Gestänge des Eintrittsventils, durch Rolle … einwirkt. Das Eintrittsventilgestänge

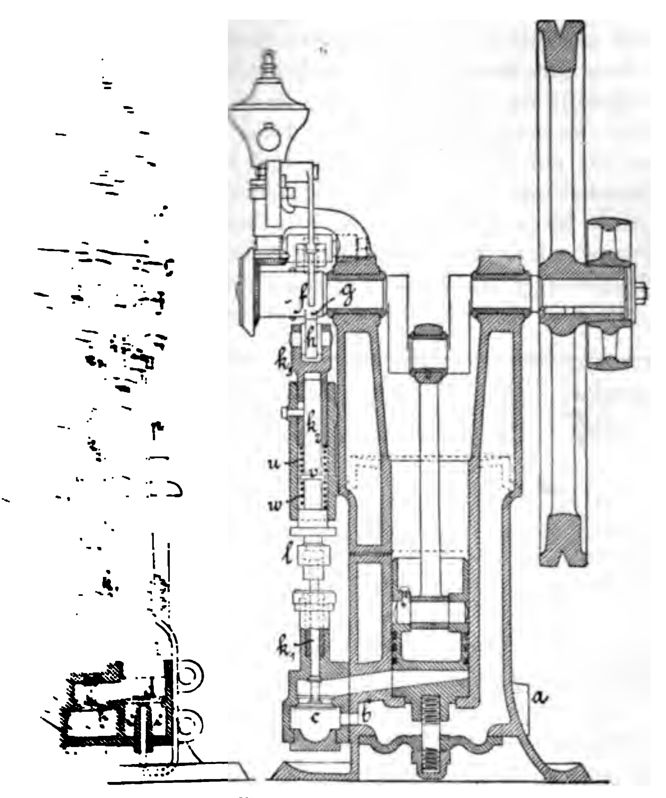


Fig. 35 u. 36.

… 3 Theilen k_1, k_2 und k_3. Zwischen k_1 und k_2 ist … zwischen k_2 uud k_3 eine Feder u eingeschaltet; d… … das Gewicht von k_2 und k_3 aus. Zwischen k_2 un… … weiter noch eine Klinke m, welche gegebenenfalls zurück… … so dass dann durch die Daumen g wohl der Theil k… … nicht aber k_2 und damit Ventil c bewegt wird. Diese… … von m, das dem Ausfallen von Füllungen entspricht, wir… … Austrittsventilgestänge bewirkt; letzteres besteht aus dem d… … Hebel o, von welchem aus mittels der gekröpften Stange …

das Austrittsventil d erfasst wird. An Hebel o ist die durch eine Feder q erfasste Klinke m drehbar befestigt; wird o angehoben, so zieht sich gleichzeitig m zurück, befindet sich aber wieder an der richtigen Stelle, sobald Ventil d geschlossen ist. Geht nun die Maschine zu rasch, so legt sich bei geöffnetem Austrittsventil die Nase s des Regulatorwinkelhebels r unter die Nase t am Hebel o, so dass mithin der Schluss des

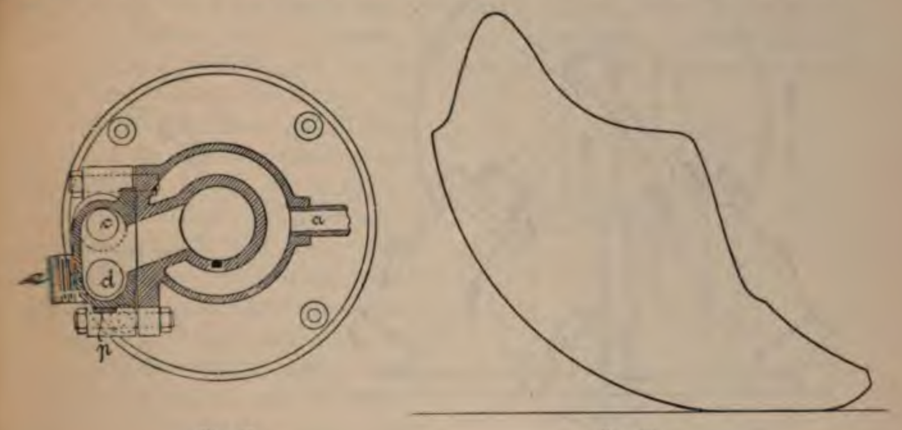


Fig. 37. Fig. 38.

Austrittsventils verhindert ist, aber auch weiterhin eine Füllung unmöglich gemacht ist, da die Klinke m in zurückgezogener Stellung verbleibt.

Die ganze Steuerung ist sehr sinnreich und nicht verwickelter als Gasmotorensteuerungen auch. Nahe der obersten Kolbenstellung hat der Cylinder eine feine Bohrung, um einen Ausgleich herbeizuführen, falls die Spannung der Luft unter 1 at gesunken sein sollte. In Fig. 38 ist ein von mir abgenommenes Diagramm abgebildet; der Maximaldruck beträgt etwa 8 at.

Die Preise des Motors wurden s. Z. zu M. 450 für $^1/_4$ Pfst., zu M. 800 für 2 Pfst. angegeben; diese Preise wären sehr niedrige.

Ueber eine andere Konstruktion Adam's wie auch über einen Wassermotor von F. Helffenberger und einen weiteren von J. Kernaul berichtet Schöttler (Zeitschr. f. Ver. d. Ing. 1888 S. 1138), auf welche Veröffentlichung wir hier verweisen.

Die Zwillingsmaschine von John Hastie & Co., Kilblain engine works in Greenock (Schottland) hat, wie bereits eingehend erwähnt wurde, eine selbstthätige Hubregulierung. Die Cylinder sind an langen Zapfen überhängend gelagert, durch deren Schwingungen (ähnlich wie bei den Haag'schen Maschinen) die Maschine gesteuert wird. Beide Kolbenstangen sind an einen Kurbelzapfen angeschlossen, der jedoch nicht fest an der Kurbelscheibe sitzt, sondern verstellbar ist, wie dies aus den Fig. 39—42

klar wird. Der Kurbelzapfen sitzt an einem schwalbenschwanzförmigen Schlitten S, der in der Kurbelscheibe radial verstellbar ist; auf der Innenseite von S sitzen zwei kleine Rollen a und b, die auf einer zwischen ihnen liegenden doppelten Daumenscheibe D laufen. Die Daumenscheibe

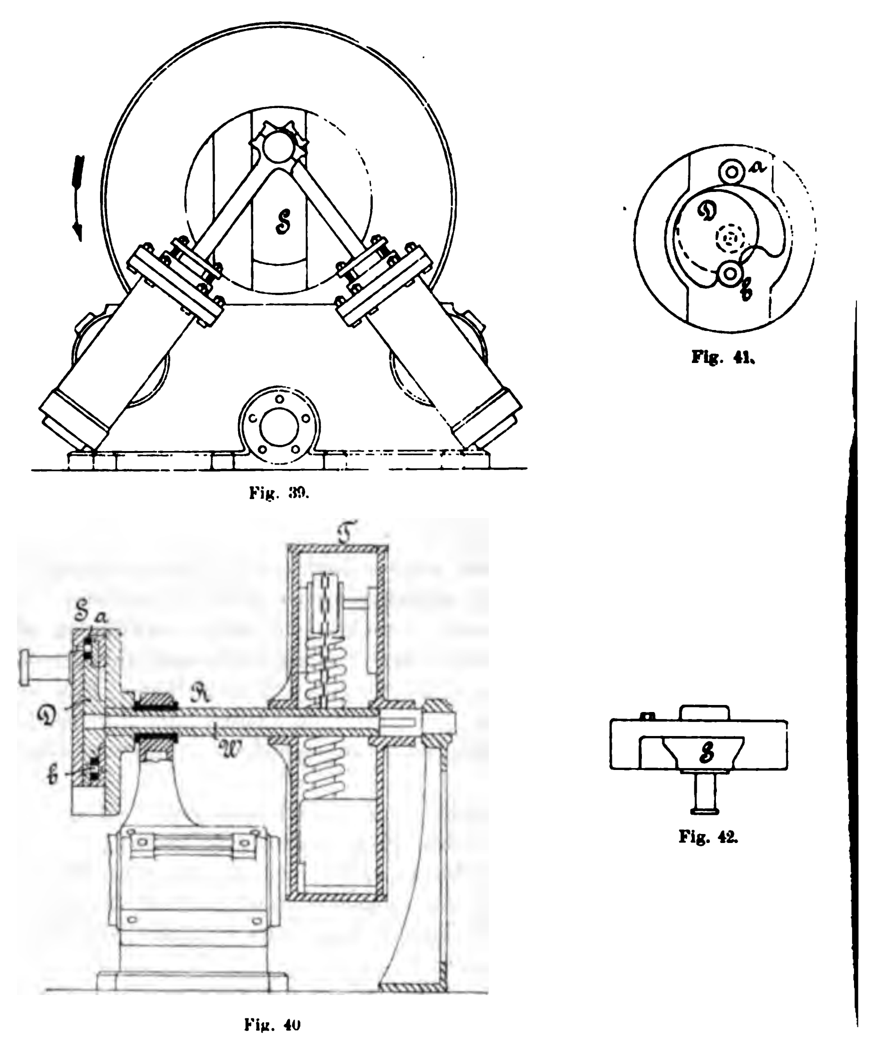


Fig. 39.

Fig. 40.

Fig. 41.

Fig. 42.

ist auf eine massive Welle W aufgekeilt, auf welcher eine Rohrwelle R läuft, die vorn die Kurbelscheibe trägt. Denkt man sich W und damit D festgehalten und dreht die Rohrwelle R, so wird der Schlitten S und mithin der Kurbelzapfen in radialer Richtung verschoben; eine Drehung von W gegen R im einen oder andern Sinne verkleinert oder vergrössert

n Kolbenhub. Als Riemscheibe der Maschine dient nun die T, die auf die Welle W aufgekeilt ist und mit ihrer anderen se auf R läuft. In dieser Trommel sitzen zwei Rollen r, über wei schwache Gliederketten laufen, die einerseits an zwei Nasen rommelwand, andererseits an dem Umfange der Rohrwelle R in r Weise befestigt sind; die Rollen r sind in Kloben gelagert, starken Schraubenfedern stets nach aussen gedrückt werden, so Ketten immer gespannt bleiben. Lässt man die Maschine an, sich zunächst die mit der Kurbelscheibe fest verbundene Rohr- d wickelt die Ketten auf; tivverdrehung von R gegen die Riemenspannung noch tene Welle W verschiebt belzapfen nach aussen und rt somit den Hub. Diese ewegung erreicht ihr Ende, e Spannung der Rollenfedern geworden ist, dass der ug überwunden werden kann: ab drehen sich W und R haftlich. Bei einer jeden ung im Arbeitsbedarfe treten ewegungen ein, bis das wicht wieder hergestellt ist.

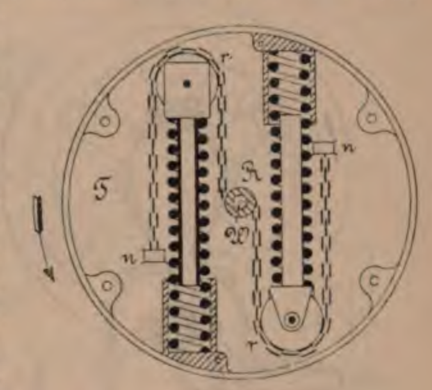


Fig. 43.

stie selbst theilt mit (Engg. Aug. 1879. S. 106), dass er nach ersuchen, den Wasserverbrauch der Leistung anzupassen, auf diese tige Hubregulierung gekommen sei. Ein Vortheil derselben liegt ch darin, dass bei kleinerem Hube der Schwingungswinkel und ich die Kanaleröffnung kleiner wird. Die Kanäle erhalten daher meist ieckigen Querschnitt. 1879 hatte Hastie 18 Maschinen im Betrieb. einer Maschine, die zum Betriebe eines Aufzuges in Greenock l bei 6,7 m Hubhöhe mit 5,6 kg / qcm Druckwasser arbeitet, erhielt folgende Zahlen:

ene Last in kg	Wasserverbrauch in l	kg Last f. d. l Wasser.
ette allein	34	—
194	45	4,27
287	64	4,35
338	73	4,65
389	77	5,00
440	91	4,83
490	95	5,14
540	100	5,41

Man ersieht hieraus, dass der Wasserverbrauch der Last nahez proportional ist, und dass die Maschine bei geringer Belastung um ei Geringes weniger vortheilhaft arbeitet, als bei voller Belastung.

Diese Maschinen werden in 10 Grössen von 1″ Durchm. mit 3″ Hu bis 8″ Durchm. mit 15″ Hub gebaut; die Umdrehungszahlen liege zwischen 200 und 40, die Preise zwischen 22 und 180 Pfd. St.

Die Wassersäulenmaschinen von Schaltenbrand & Mölle: Diese kleinen Wasserkraftmaschinen traten in so vollendet durchgebildete

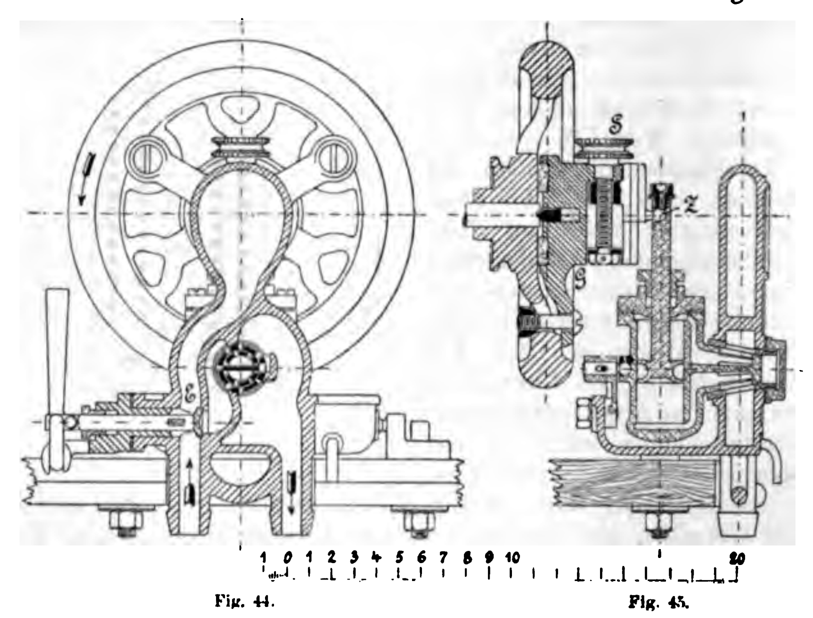


Fig. 44. Fig. 45.

Formgebung auf (D. R. P. 4635. 1878), dass ihre Erbauer späterhin nu wenig zu verändern und zu verbessern fanden. Zunächst für den Betriel von Nähmaschinen bestimmt, sind die Maschinen aber auch, ohne eine durchgreifenden Umänderung der Anordnung zu bedürfen, als selbstständig Kraftmaschinen verwendbar. Wir besitzen in diesen kleinen Maschinen ein Musterstück formgebender Arbeit — auf jede Kleinigkeit ist gebührende Rücksicht genommen, Alles ist leicht und geschickt angeordnet und da Ganze äusserst handlich.

Zur Darstellung der Maschine werde ein Bericht über einen vor Schaltenbrand im März 1881 in Berlin gehaltenen Vortrag benutz (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1881, S. 655); betreffs näherer Kenntnissnahme sei auf diese Quelle, sowie auf die betreffenden Patente verwiesen.

Im Hinblick auf die Fig. 44 bis 48, die eine Maschine für ein Singer-Nähmaschine darstellen, ist zu erkennen, dass dieselbe schwingend

ist und Hahnsteuerung besitzt. Durch den nur einseitig angeordneten Hahn wird sowohl Zutritt wie auch Ablauf des Wassers vermittelt. Der Hub der Maschine ist veränderlich und zwar wird der Kurbelzapfen verstellt. An das Schwungrad der Nähmaschine ist ein Gussstück G mittels dreier Schrauben befestigt, das den Kurbelzapfen Z trägt. Zur Einstellung von G dient ein mit einem elastischen Mittel hinterlegter Körner, der in die Körnermarke der Welle greift; auch zwischen G und dem Schwungrade befindet sich eine elastische Zwischenlage. G trägt aussen drehbar eine Schraube S, die vom Nähenden vom Sitze aus bequem verstellt werden

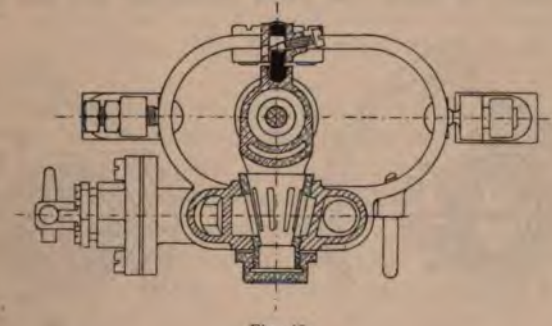


Fig. 46.

kann; diese Schraube bewegt ein stählernes Gleitstück, an dem der Kurbelzapfen sitzt. Der aus Rothguss hergestellte Cylinder ist einerseits an dem Hahn, andererseits an einem kleinen Kugelzapfen gelagert, der an dem Schlabberbecken, einem kleinen gusseisernen Troge, sitzt. Mit dem Schlabberbecken, das zur Aufnahme abspritzenden Wassers und Oeles dient, ist der Windkessel, sowie das Zu- und das Ablaufrohr zusammengegossen. Ferner ist in dieses Stück das konische Hahngehäuse behufs leichterer Herstellung eingesetzt und es wird dasselbe durch eine Ueberwurfmutter angezogen und gedichtet. Das Wasser tritt in der Richtung des Pfeiles ein und gelangt zunächst in den Windkessel; ist das mittels eines Hebels bewegbare Eintrittsventil zurückgezogen, so kann das Wasser zum Hahngehäuse treten. Der Ablauf des Wassers erfolgt im angegebenen Sinne.

Höchst sinnreich ist die Einrichtung des durch eine Scheidewand getheilten Hahns, der in den Fig. 47 u. 48 vergrössert dargestellt ist. In Fig. 47 bezeichnen die Ziffern 1, 2 und 3 die Einströmkanäle des Hahngehäuses, 4, 5, 6 und 7 diejenigen des Hahns, 8, 9, 10 und 11 die Ausströmkanäle des Gehäuses, 6, 7, 12 und 13 diejenigen des Hahns, 14 die Umströmöffnung des Gehäuses, 15 und 16 die Umströmkanäle d[illegible] Hahns; hieraus ist zunächst ersichtlich, dass 6 und 7 sowohl für das [illegible] wie auch für das Ausströmen dienen. Diese anscheinend verwickelte [illegible]htung arbeitet nun in folgender Weise. Da in der Nähe der todten

Punkte der Kurbel ein Kolbendruck von der Grösse der Leitungsspannung wenig Zweck hat, so erfolgt der Eintritt des Druckwassers erst hinter dem Todtpunkte und der Abschluss desselben vor dem todten Punkte; dadurch werden einerseits die zufolge kleiner Spiele in den Lagern usw. auftretenden Stösse vermieden und andererseits wird Kraftwasser gespart. Bei vollem Hube (36 mm) braucht die Maschine 97%, bei 20 mm Hub 91%, bei 15 mm Hub 73%, bei 10 mm Hub 50% und 8 mm Hub 0% des theoretischen Volumens, d. h. des vom Kolben vom Beginne der Einströmung bis zu deren Schluss beschriebenen Volumens. Denkt man sich nun die Maschine im Sinne des Pfeils umlaufend und den Kurbelzapfen

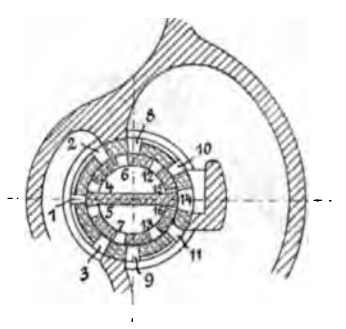


Fig. 47.

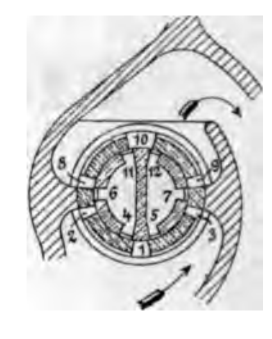


Fig. 48.

oben stehend, so schwingt die Kurbelstange oben nach links. Da Deckungen vorhanden sind, erfolgt mithin zunächst weder Ein- noch Austritt des Wassers; damit aber weder eine Expansion noch eine Kompression des im Cylinder befindlichen Wassers eintrete, sind beide Kolbenseiten zu dieser Zeit durch die Kanäle 14, 15 und 16 mit einander in Verbindung. Der Umströmkanal 15 schliesst sich allmählich; vor dem völligen Abschlusse treten die Austrittskanäle 7 und 13 des Hahns mit 9 und 11 der Hülse in Verbindung. Es hat dies keinerlei Bedenken, da die Einströmkanäle noch alle geschlossen sind. Nachdem 15 abgeschlossen ist, öffnen sich die Eintrittskanäle 4 und 6 des Hahns gegen 1 und 2 des Gehäuses; das Druckwasser tritt also auf die obere Kolbenseite und das Abwasser fliesst durch die untere Hahnhälfte ab. Noch ehe der untere Todtpunkt erreicht ist, schliessen sich 4 und 6, öffnet sich 15 und schliessen sich 7 und 13, in der angegebenen Ordnung. Schwingt der Hahn nach rechts, so verläuft das Spiel entsprechend.

Durch die Doppelbenutzung von 6 und 7 ist es ermöglicht, die Ein- und Ausströmung doppelt und mit vollem Rohrquerschnitte ausführen zu lassen. Wie aus der Fig. 47 ersichtlich ist, ist die ursprünglich als geschlossene Muschel ausgeführte Umströmöffnung 14 jetzt mit einem

ɜinen Becken in Verbindung, das stets etwas Wasser enthält; dies ist forderlich, da die schädlichen Räume über und unter dem Kolben wegen r Dicke der Kolbenstange nicht gleich sind, mithin bei der Umströmung ı oberen Todtpunkte etwas Wasser in den Cylinder gesaugt und am ıteren Todtpunkte wieder ausgestossen wird.

Eine Neuerung, welche die Wheeler & Wilson-Kraftmaschine mit ɜgendem Cylinder und auch neuere Singer-Kraftmaschinen aufwiesen, ɜigt Fig. 48. Hier dienen sämmtliche Ausströmkanäle zugleich zur Umrömung. In der gezeichneten Todtpunktlage sind sämmtliche oben lieɜnde Ausströmkanäle offen und dienen z. Z. zur Umströmung; auch hier t durch eine Scheidewand gegen das Ablaufrohr ein Umströmbecken zu ɜsagtem Zwecke gebildet. Die Einströmung erfolgt durch die unteren ɛffnungen.

Der Schwingungszapfen des Cylinders ist mittels einer im Grundrisse ig. 46 ersichtlichen Einrichtung nachstellbar und es wird dadurch zueich der Hahn gespannt. Das kleine, seitlich eingreifende Schräubchen ckt den Spannzapfen um 0,2 seines Vorschubes nach dem Cylinder hin. ie Hahnspannung soll so geregelt werden, dass bei jedem Hube ein opfen Wasser vom Hahngehäuse nach dem Schlabberbecken sickert; an verliert dadurch höchstens 1 l Wasser an einem Tage, hat aber den ortheil, dass der Hahn im Wasser sehr leicht spielt.

Das Eingangsventil E ist so eingerichtet, dass es während des Ganges ɔllig in die Wandung zurückgezogen wird, so dass keine Drosselung des Vassers stattfindet. An der Ventilspindel sitzen zwei kleine Nocken, die n schraubenartiges Andrücken des Ventils an seinen Sitz bewirken; diese Einrichtung dient nur bei längerem Stillsetzen der Maschine. Näheres ierüber sehe man a. a. O. S. 696. Auch bezüglich der universalgelenkigen Aufstellung der Maschine, der Schlauchanschlüsse, Leistung und Stichzahl ıag auf die Quelle verwiesen werden.

Die Maschinen wurden in sorgfältigster Ausführung von der Maschinenfabrik Möller & Blum, Berlin, Zimmerstr. 88 gebaut. Der Preis für vollständige Ausrüstung mit Support, Schwungrad mit Riem- und Schnurscheibe, Doppelschlauchmuffe mit Hakenschraube, Schlauchmuffstück mit Büffelzwinge für den Wasserhahn und Ersatzdichtungsringen betrug 50 M., und pro Meter Gummidruckschlauch, auf 5 at geprüft, 2 M. Die Singer-Maschine kostete ebenso 40 M., die Maschine auf Gestell 50 M. Auch Zwillingsmaschinen wurden im Preise von 75 M. gebaut; Näheres über deren Einrichtung war von den Erbauern leider nicht zu erfahren.

Eine durch ihre Steuerung beachtenswerthe Kraftmaschine zum Betriebe von Nähmaschinen ist von Göbel in Ems vorgeschlagen worden. Dem aufrechten Arbeitscylinder von etwa 25 mm Bohrung wurde das Wasser durch einen kleinen Steuercylinder zugeführt; die Kolbenstange arbeitete auf einen Hebel, der das Schwungrad der Nähmaschine in Um-

drehung versetzte. Das Einlassventil wurde durch den Fusstritt geöffnet. Die Bewegung des Hebels veranlasste die Spannung von Schraubenfedern und löste dieselbe dann durch Klinken aus; die Federkraft schnellte demzufolge den Steuerkolben in die zur Hubumkehr erforderliche Stellung. (Siehe Dingler's Polyt. Journal Bd. 230.)

Nach Mittheilung des Erfinders ist die Herstellung dieser Maschinen aufgegeben worden; diese kleine Maschine habe ganz zufriedenstellend gearbeitet, doch einigen Lärm verursacht.

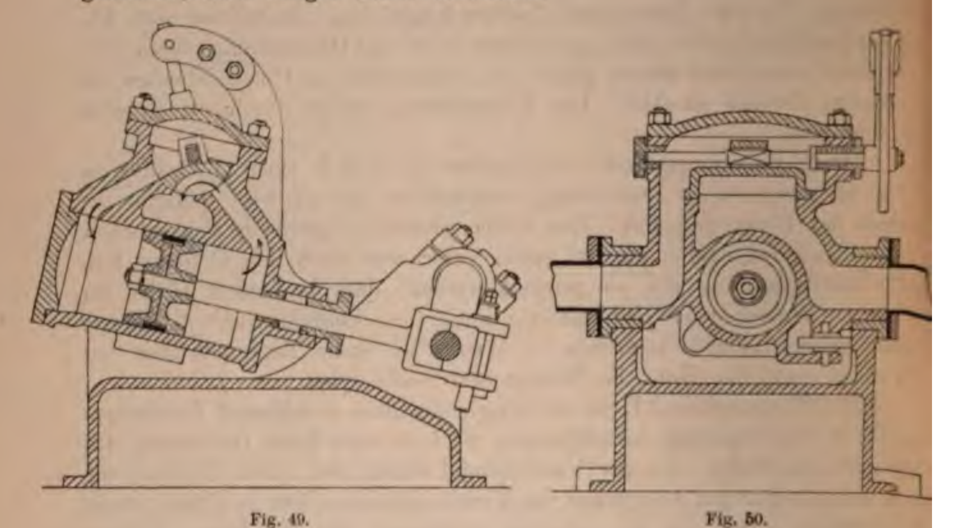


Fig. 49. Fig. 50.

Schliesslich werde noch auf eine Konstruktion von Mégy in Paris (D. R. P. 18281) hingewiesen, die die Fig. 49 u. 50 darstellen. Der Cylinder schwingt um hohle Zapfen, durch welche das Wasser ein- und austritt; die Steuerung ist auf die Oberseite des Cylinders verlegt und wird in eigenartiger Weise von einem von einer Blattwelle erfassten cylindrischen Schieber besorgt. Ob dieser Gedanke eine Verwerthung erfahren hat, war nicht zu ermitteln.

Die Ausstellung zu Paris 1878 brachte Neuerungen, über die Slaby (Dingler's Polyt. Journ. Bd. 230) berichtet; von einer näheren Betrachtung derselben kann Abstand genommen werden.

Es ist vielfach vorgeschlagen worden, Kapselwerke als Wasserkraftmaschinen zu benutzen; da derartige Bestrebungen höchstens zu Versuchen geführt haben, können dieselben übergangen werden.

Turbinen.

Im Folgenden soll eine Anzahl Turbinen für kleingewerbliche Zwecke besprochen werden, ohne dass jedoch auf eine Eintheilung derselben in Gruppen eingegangen wird. Die beschränkte Verwendung dieser Kraftmaschinen, die sehr rasch laufen und wegen des Wasserpreises im allgemeinen einen theuern Betrieb ergeben, mag es gerechtfertigt erscheinen lassen, nur einige Vertreter dieser Gruppe vorzuführen.

B. Lehmann, Direktor der Firma H. Queva & Co. in Erfurt hat in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1881 einige Anordnungen bekannt gemacht.

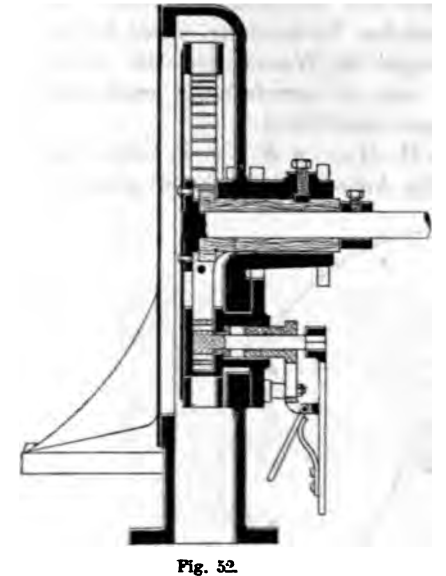


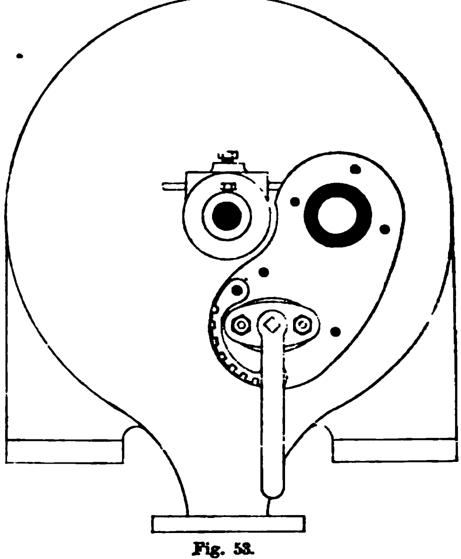
Fig. 51.

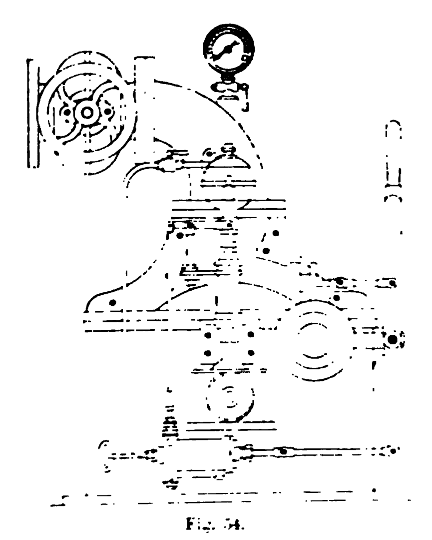
In den Fig. 51 bis 53 ist eine 1 pf. Kapselturbine (Partialradialturbine mit innerer Beaufschlagung) für 50 m Gefäll dargestellt, die sehr gedrungen und leicht gebaut ist, um sie bequem versetzbar zu machen. Die Turbine zeigt nur eine einzige Leitzelle, deren Austrittsnormale durch eine federnde Wand geregelt werden kann; zur Bewegung der letzteren dient ein Excenter, das mittels eines einstellbaren Handhebels gedreht werden kann. Das Laufrad ist aus Schmiedeisen hergestellt; zur Lagerung der Axen dient ein langes Pockholzlager, das mit Druckwasser geschmiert wird. Die Abmessungen dieser Turbine sind:

Innerer Durchmesser des Laufrades . .	300 mm
Aeusserer „ „ „ . .	370 „
Anzahl der Schaufeln	60

Weite am Auslauf der Leitzelle . . .	20 mm
Beaufschlagungsgrad	0,01
Gewicht	60 kg

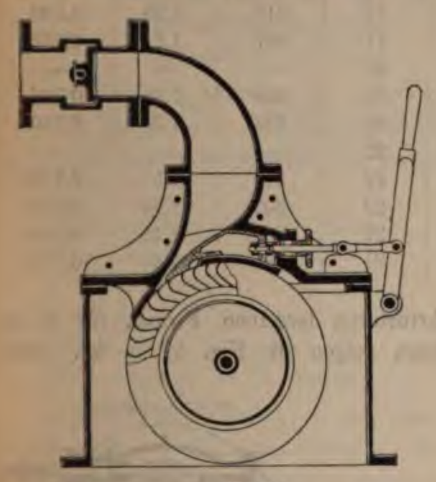

Fig. 52.

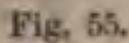

Fig. 53.

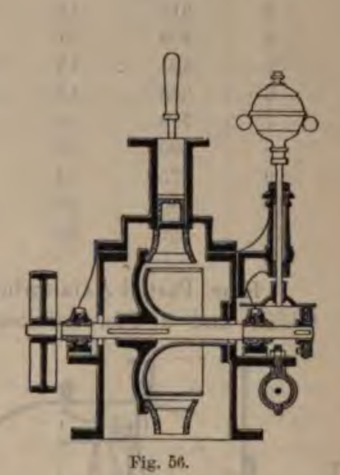

Fig. 54.

Die in den Fig. 54 bis 56 erläuterte Turbine ist für eine Nutzleistung von 2 e bei 35 m Gefäll berechnet; sie soll mit städtischem Wasser betrieben werden, weshalb auf die Regulierung derselben besonders Bedacht genommen ist. Das Druckwasser tritt durch einen Absperrschieber zum Einlaufgehäuse, das Abwasser kann frei abfallen oder durch eine Rohrleitung abgeführt werden. Die Maschine ist eine Partial-Radialturbine mit äusserer Beaufschlagung. Das aus metallenen Kranzscheiben, 2 mm starken Stahlblechschaufeln, stählerner Axe und gusseiserner Nabe hergestellte Laufrad läuft in einem gusseisernen Kasten, der seitlich Lagerböcke trägt und unten auf dem Fundamente befestigt ist. Im Innern des Laufrades ist eine am Gehäuse sitzende trichterförmige Scheibe angeordnet, die das aus dem

Zellen austretende Wasser aufnimmt und nach unten leitet, damit das letztere nicht in die innere Schaufelung falle, hier herumgeschleudert werde und Arbeitsverluste veranlasse. Das vom Absperrschieber nach dem Einlauf führende Rohr geht vom runden Querschnitt in den rechteckigen über und es ist hierbei auf die durch Querschnittsänderungen veranlassten Druckverluste möglichst Rücksicht genommen. Die Weite der Leitzelle wird durch einen Schieber reguliert, der sich, um den Aus-




Fig. 55.


Fig. 56.

trittswinkel des Strahles nicht zu verändern, kreisförmig bewegt; der aussen angebrachte Handhebel gestattet die Verstellung des Schiebers. Bei Aenderungen des Arbeitsbedarfes, die sich über längere Zeiträume erstrecken, wird der Schieber von Hand verstellt. Für kleinere Schwankungen dient die aus Fig. 54 genügend deutlich erkennbare Einrichtung zum Regulieren von Lehmann (D. R. P. 2461); der Cosinusregulator verstellt einen kleinen entlasteten Steuerkolben, der im Bedarfsfalle dem liegend angeordneten Kraftcylinder Druckwasser zuführt, so dass dessen Kolben die gewünschte Verstellung des Schieberhebels herbeiführt. Die Abmessungen der Turbine sind die folgenden:

Aeusserer Durchmesser des Laufrades .	400 mm
Innerer „ „ „ .	300 „
Schaufelzahl	40
Weite der Leitzelle	50 mm
Beaufschlagungsgrad	0,024
Gewicht	280 kg

Diese Turbine war 1878 in Erfurt ausgestellt, jedoch ausser Preis-

bewerbung; sie wurde daher nur von den Erbauern geprüft und ergab bei 27 m Druckhöhe und 1 m Bremsarmlänge Folgendes:

Versuchs-Nummer	Umdrehung	Belastung	Brems-Leistung	Druckhöhe	Wasser in l in der Minute	Verfügbare Arbeit	Wirkungsgrad
1	850	0	—	27	—	—	—
2	440	1,5	0.920	27	210	1,26	0,730
3	315	1,6	0,932	27	207	1,24	0,752
4	800	0	—	23	—	—	—
5	405	1,7	0,959	23	259	1,32	0,726
6	383	1,8	0,962	23	255	1,30	0,740
7	780	0	—	22	—	—	—
8	390	2,0	1,088	22	310	1,51	0,720
9	375	2,1	1,098	22	307	1,50	0,732
10	380	1,9	1,007	21	306	1,42	0,710
11	360	2,0	1,018	21	300	1,40	0,727

Eine Partial-Axialturbine (Rohrturbine) derselben Firma, für 10 m Gefäll und 3 Pferdestärken berechnet, zeigen die Fig. 57 u. 58. Die

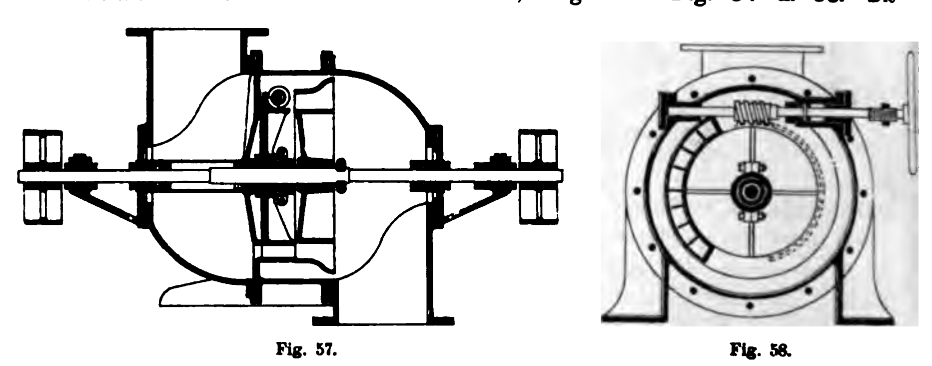


Fig. 57. Fig. 58.

Leitzelle und das Laufrad befinden sich in einem Gehäuse, das mittels zweier Füsse auf dem Fundament sitzt. Die den Zulauf- bezw. Ablaufstutzen tragenden Hauben sind durch Deckel geschlossen, an welche die Lager angegossen sind. Am Gehäuse sitzt vor dem Leitapparate eine feste Scheibe, die eine kreisabschnittförmige Oeffnung, die der Anzahl der Leitkanäle entspricht, zeigt. Die Leitvorrichtung ist auf der Nabe besagter Scheibe drehbar und es kommen mithin je nach der Stellung derselben mehr oder weniger Leitzellen zur Wirkung. Am äusseren Rande der Leitvorrichtung ist ein Theil eines Schneckenrades angebracht, das in eine auf einer im Gehäuse gedichteten Welle sitzende Schnecke eingreift; durch Drehung des aussen angebrachten Handrades wird somit eine Ver-

änderung der Beaufschlagung bewirkt. Die Turbinenwelle läuft in jener Scheibe in einem Pockholzlager. Die wesentlichen Abmessungen dieser Turbine sind:

Mittlerer Durchmesser der Leitvorrichtung	400 mm
Anzahl der Zellen	8
Weite der Zellen	40 mm
Schaufelzahl des Laufrades	24
Beautschlagungsgrad	0,35
Gewicht	630 kg

Auf der Ausstellung in Wien 1884 waren 3 Turbinen vertreten. Eine von A. Kuhnert in Löbtau-Dresden erbaute Partialturbine mit innerer Beaufschlagung lieferte bei der vorgenommenen Bremsprobe folgende Ergebnisse:

Umdrehungszahl in der Minute .	512	505	455	455
Wassermenge in l	205	210	200	200
Druckhöhe in m	47	47	47	47
Verfügbare Arbeit in mkg . .	9635	9870	9400	9400
Gebremste " " " . . .	3299	3477	3433	3433
Wirkungsgrad in Procenten . .	34,3	35,2	36,5	36,5

Der Erbauer theilte mir mit, dass das Zulaufrohr 75 mm Weite besass, dass aber auf der Ausstellung an die Leitung nur Hähne von höchstens 2″ Weite (52,6 mm) angeschraubt werden durften. Hiernach liegt also eine plötzliche Erweiterung von $\sim$ 1 auf 2 vor, die die Druckhöhe um $^1/_4$ vermindert, also die Wirkungsgrade auf das $^4/_3$fache erhöht, so dass sie zwischen 45,7 und 48,7 liegen dürften.

Die zwei anderen in Wien ausgestellten Turbinen waren schweizerischen Ursprungs.

Joh. Jakob Rieter u. Co., Winterthur, hatten eine Partial-Radialturbine mit innerer Beaufschlagung ausgestellt, deren innerer Raddurchmesser 300 mm betrug. Es wurden zwei Proben vorgenommen, bei deren erster ein gusseisernes Rad von 410 mm äusserem Durchmesser und 45 Schaufeln, bei deren zweiter dagegen ein Rad von 377 mm äusserem Durchmesser und 84 schmiedeisernen Schaufeln verwendet wurde. Die Ergebnisse dieser Prüfungen sind folgende:

	I			II
Umdrehungszahl in der Minute	583	617	655	928
Wassermenge in l in der Minute	128	133	131	144
Wasserdruck in m	39,36	41,33	39,36	49,7
Verfügbare Arbeit in mkg . .	5037	5497	5156	7439
Gebremste " " " . .	2281	2415	2317	3983
Wirkungsgrad in Procenten . .	45,27	43,93	44,93	53,5

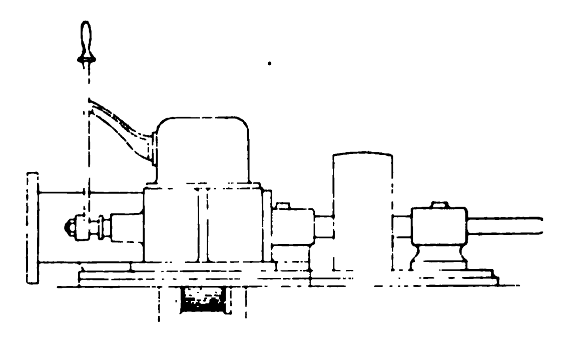


Fig. 59.

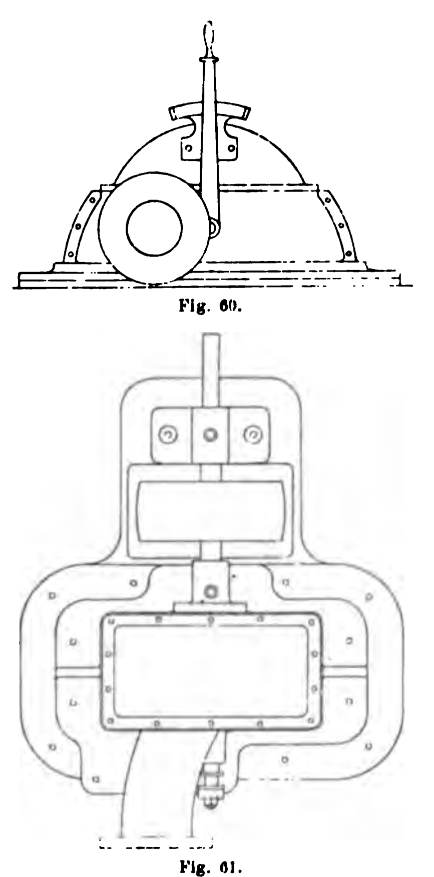


Fig. 60.

Fig. 61.

Die Fig. 59 bis 64 erläutern zwei verschiedene Anordnungen der Firma. Fig. 59 bis 63 zeigen eine Hochdruckturbine, die bis zu 200 m Druck und 50 Pferdestärken verwendet worden ist. Das Rad ist gusseisern und innen beaufschlagt. Der Einlaufkranz hat an zwei einander gegenüberliegenden Stellen je 3 schmiedeiserne eingegossene Schaufeln, so dass je zwei Leitkanäle gebildet sind. Zufolge der doppelten Anordnung des Einlaufs fallen alle einseitigen Pressungen weg. Die Weite der Leitkanäle wird durch Drehung eines Tellers aus Rothguss verändert, der zwei Löcher hat, um auch hier den einseitigen Druck zu beseitigen. Dieser Kreisschieber sitzt auf einer kurzen Welle, die von aussen von Hand bewegt oder von einem Regulator verstellt werden kann; selbstverständlich ist aussen eine Theilung angebracht. Die Anordnung und Aufstellung der Turbinen zeigen die Fig. 59 bis 61. Diese Regulierung wird von der Firma „Revolver-Schieber-Regulierung" genannt.

Fig. 64 erläutert eine andere Anordnung, die für kleinere Leistungen verwendet wird. Die Weite des Leitkanals wird durch Verst

sich kreisförmig bewegenden Schiebers verändert. Durch diese Einrichtung bleibt der Eintrittswinkel stets derselbe; der Leitkanal ist mit einer schmiedeisernen Schaufel bekleidet, der Schieber ist aus Rothguss, die Radschaufeln sind aus Stahlblech hergestellt. Kleine Turbinen wurden in

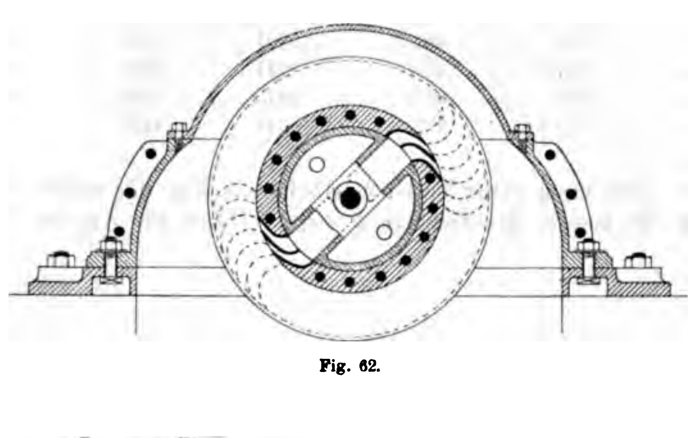


Fig. 62.

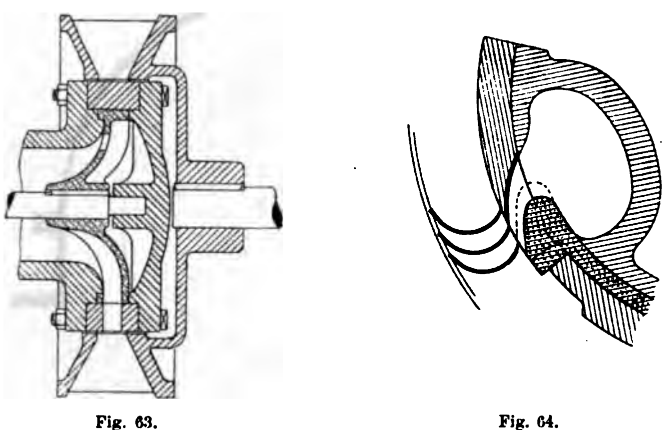


Fig. 63. Fig. 64.

neuerer Zeit nicht mehr mit Halslagern gebaut, sondern laufen in Stahlspitzen, um gute Wirkungsgrade zu ermöglichen.

Die von Ziegler & Bosshard in Zürich ausgestellte Turbine war eine Partial-Radialturbine von 300 mm äusserem Raddurchmesser, mit äusserer Beaufschlagung und selbstthätiger Regulierung. Die Bremsprobe ergab:

Minutliche Umdrehungen	Minutliche Wassermenge l	Wasserdruck m	Verfügbare Arbeit mkg	Gebremste Arbeit mkg	Wirkungsgrad Procent
880	280	48,22	13501	7488	55,46
929	275	48,22	13260	7848	59,18
901	280	48,22	13501	7668	50,79
920	167,5	49,2	8241	5220	63,34
976	175	49,2	8610	5538	64,32
954	167,5	49,2	8241	5412	65,67

Die Anordnung dieser Turbinen erhellt aus Fig. 65, welche die Einrichtung für äussere Beaufschlagung zeigt. Durch die Art der Wasser-

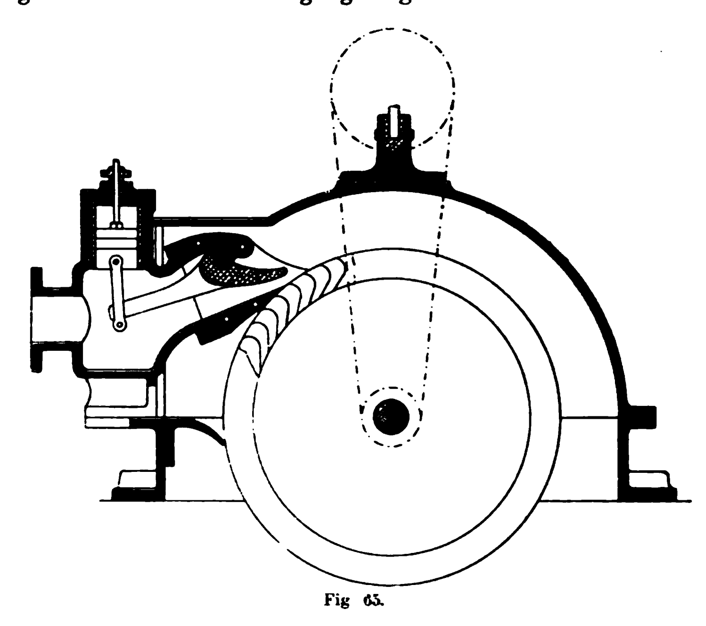


Fig 65.

zuführung wird bezweckt, jede Drosselung zu umgehen, d. h. das Wasser mit dem vollen Gefälle bis vor das Rad zu leiten, mittels einer vom Regulator leicht beweglichen Schiebervorrichtung.

Der Einlauf zeigt eine schnabelförmige Leitvorrichtung, in der sich eine gut eingepasste, scharnierartig eingehangene, abgewogene Zunge zur Veränderung der Einlauföffnung bewegt. Einem hinter dieser Zunge gelegenen kleinen Kraftcylinder wird von unten her Druckwasser geboten, der Kolben also stets nach oben gedrückt; das Moment des Kolbendruckes überwiegt dasjenige des Wasserdruckes auf die Leitschaufel. Die Räume über und unter dem Kolben stehen durch einen engen Kanal in Verbin-

ssen Weite durch eine Stellschraube verändert werden kann und einem Ventil beherrscht wird. Dieses Ventil gestattet dem von ommenden Druckwasser entweder über den Kolben oder ins Freie ; die Stellung dieses Ventils hängt vom Regulator ab. Die Zeich- gt nur den Kraftcylinder mit den beiden zum Verbindungskanal n Kanälen. Eine neue Anordnung zeigen die Fig. 66 bis 68, dem Gesagten keiner Erläuterung mehr bedürfen.

Eintritt des Wassers			Von Aussen		Von Innen	
		Grösse Nr.	I.	II.	III.	IV.
Durchmesser des Rades		m	0,30	0,50	—	—
" " "		m	—	—	0,8	1,0
grad			68%	70%	70%	70%
tes Wasser in der Se- Umdrehungen in der und Brems-Leistung in tärken für ein Gefälle ter	20	Umdr.	2,7	3,5	8,0	10,0
		l	600	360	225	178
		e	0,36	0,65	1,5	2,0
	40	l	3,7	5,0	11,0	15,0
		Umdr.	850	510	320	250
		e	1,35	1,87	4,1	5,6
	60	l	4,0	6,2	14,0	18,0
		Umdr.	1000	620	300	310
		e	2,2	3,5	7,8	10,0
	80	l	4,0	7,0	16,0	21,0
		Umdr.	1200	710	450	350
		e	2,9	5,2	12,0	15,0
	100	l	4,0	8,0	18,0	24,0
		Umdr.	1300	800	500	400
		e	3,6	7,5	16,8	22,0
	120	l	4,0	9,0	20,0	26,0
		Umdr.	1450	880	550	440
		e	4,35	10,0	22,4	29,0
	140	l	4,5	10,0	22,0	28,0
		Umdr.	1600	950	600	480
		e	5,7	13,0	28,5	36,5
		frcs.	650	900	1400	1800

iter sei noch auf einige Anordnungen hingewiesen, die **Schwartze** toren der elektrischen Maschinen, Wien 1884) veröffentlicht hat; dies:

Vertikalturbine (System **Girard**) von **Escher, Wyss & Comp.** in Zürich. Leistung bei 5 bis 50 m Druckhöhe 0,3 bis 11,0 e.

Partialturbinen von 0,5 bis 3 e und von 1/3 bis 1 e von Th. Bell & Comp. in Kriens (Schweiz).

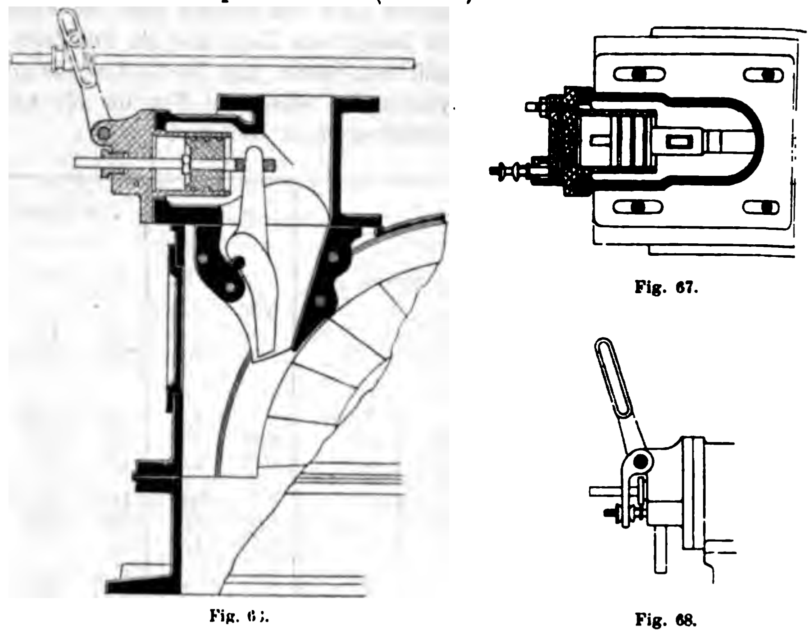


Fig. 66. Fig. 67. Fig. 68.

In neuerer Zeit wurde ein schon seit 15 Jahren bekanntes Rad, eine Erfindung eines Amerikaners Pelton, wieder aufgegriffen und in die Praxis auch bei uns eingeführt; Reuleaux machte 1892 in der Zeitsch. d. Ver. d. Ing. auf diesen Motor aufmerksam. Wir haben in diesem Pelton-Rad eine Druckturbine mit horizontaler Axe vor uns, welche im besonderen bei hohem Druck und hohen Umlaufzahlen günstige Wir-

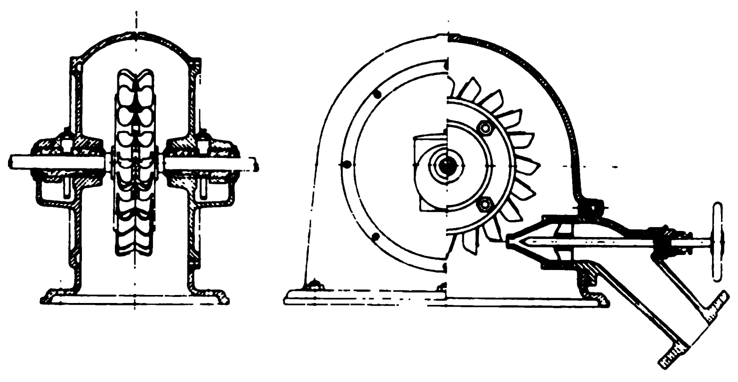


Fig. 69. Fig. 70.

ngsgrade zeigt; die Druckhöhe sollte nicht unter 20 m, kann aber ahrungsgemäss bis 500 m betragen. In den Fig. 69 und 70 ist das d in zwei Querschnitten dargestellt. Das Wasser tritt aus der Rohrtung durch eine Düse von kreisrundem Querschnitt herbei und trifft enthümlich muschelförmig gebildete, paarweise angeordnete Schaufeln.

Die von Pelton gewählte Schaufelform kann am besten durch einen rzen Einblick in die Bewegungsverhältse erläutert werden. Nennt man mit zug auf Fig. 71 die Geschwindigkeit herbeiströmenden Wassers c und dieige der Schaufel einer Turbine (Umfgeschwindigkeit) v, sowie α den Winkel, chen die Richtung des die Schaufel mit relativen Geschwindigkeit c_1 verlassen- Wassers mit v bildet, so ist

Fig. 71.

$$w^2 = c_1^2 + v^2 - 2\,c_1\,v\cos(180^0 - \alpha) = c_1^2 + v^2 + 2\,c_1\,v\cos\alpha$$

Ist Q die sekundliche Wassermenge, so ist die Arbeit vor dem Einte in das Rad $\frac{c^2}{2\,g}\,Q\,\gamma$, und beim Austritte $\frac{w^2}{2\,g}\,Q\,\gamma$. Die Geschwindigt, mit welcher das Wasser längs der Schaufel hinfliesst, ist $c_1 = c - v$. das Rad ist also die Arbeit $L = \frac{c^2 - w^2}{2\,g}\,Q\,\gamma$ übertragen worden; ch einigen Vereinfachungen ergiebt sich

$$L = (1 - \cos\alpha)\frac{(c - v)\,v}{g}\,Q\,\gamma \qquad 125)$$

Dieser Werth wird für $c = 2\,v$ ein Maximum oder

$$L_{max} = (1 - \cos\alpha)\frac{c^2}{4\,g}\,Q\,\gamma \qquad 126)$$

Die disponible Arbeit war $\frac{c^2}{2\,g}\,Q\,\gamma$; um diese (theoretisch) ganz auszuzen, müsste sein

$$(1 - \cos\alpha)\frac{c^2}{4\,g} = \frac{c^2}{2\,g} \qquad 127)$$

er $(1 - \cos\alpha) = 2$, d. h. $\alpha = 180^0$; für diesen Fall würde naturgemäss $= 0$, das Wasser fiele todt von der Schaufel ab.

Pelton sucht sich in diesem Grenzfall thunlichst zu nähern und t die Schaufeln in der aus Fig. 72 ersichtlichen Weise gebaut; der intritt des Wassers erfolgt fast stossfrei und der Austritt annähernd in r verlangten Weise. Man erreicht so, dass $v = 0{,}46\,c$ wird, anstatt

0,5 c. In den Fig. 73 und 74 sind zwei Querschnitte durch das Rad abgebildet. Die Schaufeln werden mittels entsprechend gestalteter Ansätze zwischen die zwei Theile des Radkörpers mit Schrauben eingeklemmt und bestehen aus Phosphorbronce.

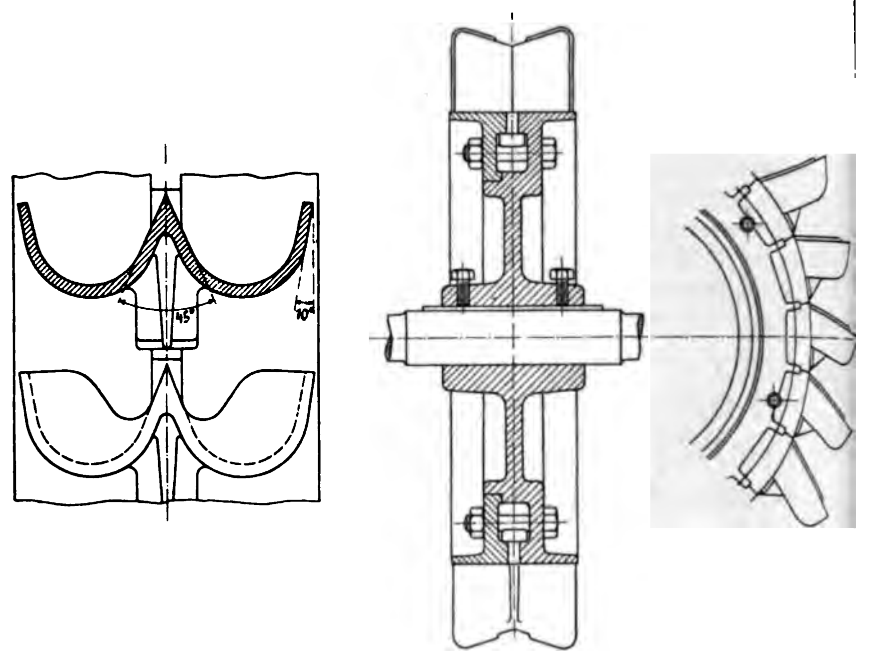


Fig. 72. Fig. 73 u. 74.

Aus der folgenden Tabelle können die Abmessungen und Preise für Druck bis zu 6 at entnommen werden.

Modell	00	0	1	2	3	4	5	6
Raddurchm. mm	78	84	130	194	260	390	520	690
Durchm.d. Zuleitung mm	13	19	25	40	60	80	100	125
Preis M.	85	105	190	280	430	750	1350	2000

Die Tourenzahl und Leistung eines Rades hängt natürlich vom verfügbaren Wasserdrucke ab, die Leistung weiterhin auch noch von der Wassermenge. Für jedes Modell sind 3 Düsen vorhanden, entsprechend

schiedenen Wassermengen. Die folgende Tabelle giebt für einige le die betreffenden Werthe für 2, 4 und 6 at Wasserdruck an.

er- und ıss- w.	Modell	1			3			6		
	Düsendurchmesser mm	4	6	8	10	13	15	28	35	40
;	Min. Umdrehungszahl	1272			635			239		
m	Min. Wassermenge l	14,9	33,6	59,6	93,2	157,7	209	730	1140	1490
	Leistung Pfst.	0,05	0,11	0,20	0,31	0,52	0,70	2,4	3,8	4,9
t	Min. Umdrehungszahl	1800			899			340		
m	Min. Wassermenge l	21,1	47,5	84,5	132	223	296	1030	1610	2110
	Leistung Pfst.	0,14	0,31	0,56	0,38	1,48	1,97	6,8	10,6	14,0
t	Min. Umdrehungszahl	2202			1100			415		
m	Min. Wassermenge l	25,8	58,0	103	161	272	346	1260	1970	2580
	Leistung Pfst.	0,25	0,58	1,03	1,6	2,7	3,64	12,6	19,7	25,8

ıittheilungen über andere amerikanische Turbinen macht Reichel · Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1893 S. 899.

Heissluftmaschinen.

Eintheilung und Geschichtliches.

Unter allen zum Betriebe von Kraftmaschinen verwendeten Flüssigkeiten ist die erhitzte Luft diejenige gewesen, welche den Kampf mit Wasser und Dampf bei grösseren Arbeitsleistungen nicht hat aushalten können und sie ist daher auch im besonderen zum Betriebe der Kraftmaschinen für das Kleingewerbe benutzt worden. Sie bietet anderen Flüssigkeiten gegenüber eine Reihe von Vortheilen, die es ihr ermöglicht haben, sich auf dem Felde zu behaupten; vor allem fällt der Umstand, dass sie überall kostenfrei zu haben ist, hier ins Gewicht. Die unzähligen aufgetretenen Gattungen und Anordnungen gehören freilich zum grössten Theile der Vergangenheit an und nur wenige erscheinen heute noch auf dem Markte, wo ihnen in den Gaskraftmaschinen sehr gewichtige Wettbewerber erwachsen sind. Dennoch aber sei die Entwicklung dieser Maschinen in grossen Zügen hier gegeben, einmal weil deren Behandlung heute nur in Schriften über Kleinkraftmaschinen gehört und weil andrerseits der Nutzen geschichtlicher Arbeiten auch für die Technik nicht oft genug betont werden kann. Es ist nicht meine Absicht, mit peinlicher Gewissenhaftigkeit alles Aufgetretene zu besprechen, doch müssen die wesentlichen Stufen der Entwicklung zur Darlegung gelangen und nur die neueren Maschinen sollen schliesslich eine eingehendere Beschreibung und Darstellung erfahren.

Zunächst handelt es sich um den einschlagenden Weg. Man kann entweder rein zeitlich vorgehen oder jede einzelne Gattung für sich verfolgen. Die Frage nach den vorhandenen und möglichen Gattungen ist aber eben so oft beantwortet wie aufgeworfen worden und es würde sich somit nothwendig machen, zunächst über diese Gattungen den nöthigen Aufschluss zu geben.

Wir verfolgen hier einen Mittelweg, indem wir zuerst kurz die Grundunterschiede erläutern und dann in zeitlicher Folge die aufgetretenen Anordnungen besprechen werden, da von demselben Erfinder öfters mehrfache Gattungen bauliche Gestaltung erfahren haben.

Das Verdienst, etwas Ordnung in die verschiedenen ausgeführten ysteme von Heissluftmaschinen gebracht und sie nach Art ihrer Wirkungseise in Gruppen eingetheilt zu haben, gebührt dem Konrektor Delabar, r lange Zeit in Dinglers' Polyt. Journal über die Fortschritte auf diesem ebiete berichtet hat; er unterschied zunächst zwei grosse Gruppen, die fenen Maschinen, bei welchen für jedes Spiel frische Luft angesaugt nd nach vollzogener Arbeitsleistung wieder ausgestossen wird, und die eschlossenen Maschinen, bei welchen dieselbe Menge Arbeitsluft einen Kreisprozess in der Maschine durchmacht, also stets wieder in ihren Anfangszustand zurückkehrt. Erstere Gruppe schied er wieder in zwei Abtheilungen, deren ersterer er alle Maschinen zuwies, die eine gewöhnliche offene Feuerung besassen, bei denen also die Heizgase mit dem Arbeitskolben nicht in Berührung kamen, und deren zweite jene Maschinen umfasste, bei denen die Heizgase unmittelbar arbeitsleistend gegen den Kolben wirkten. Auch die zweite Gruppe erfuhr eine Spaltung, je nachdem die Maschinen als niedrigste Spannung die der Aussenluft, oder aber eine höhere, künstlich erzeugte aufwiesen. Da nun bei der zweiten Gruppe die Anfangsspannung nur eine untergeordnete Rolle spielt und man von der Verwendung höherer Anfangsspannungen wegen der Durchlässigkeit der glühenden Heiztöpfe Abstand nehmen musste, empfiehlt es sich, diese Unterscheidung fallen zu lassen, dagegen die Spaltung der ersten Gruppe, als eine sehr wesentliche, schärfer hervorzuheben und danach drei grosse Gruppen von Heissluftmaschinen zu unterscheiden, nämlich:

I. offene Heissluftmaschinen, d. h. solche, bei denen eine gewisse Menge Luft gewöhnlicher Spannung angesaugt und erhitzt wird, arbeitsleistend wirkt und dann die Maschine mit einer Spannung von etwa 1 at verlässt.

II. Feuerluftmaschinen (nach Slaby's Bezeichnung), d. h. solche, bei denen die Heizgase allein, oder behufs Herabminderung der Temperatur mit überschüssiger Luft gemischt auf den Kolben arbeitsleistend wirken.

III. Geschlossene Maschinen, d. h. solche, bei denen ein und dieselbe Luftmenge in der Maschine einen Kreisprocess durchläuft.

Die Maschinen der ersten Gruppe zeigen nämlich ausser dem Arbeitskolben noch einen zweiten, den man Verdränger oder Vertheiler genannt hat und welcher die Ueberführung der angesaugten Luftmenge nach der Heizstelle zu besorgen hat; häufig arbeiten beide Kolben in verschiedenen Cylindern, bei neueren Ausführungen jedoch meist in einem Cylinder. Diese Maschinen sind aber verschieden von einander durch die Art der Zustandsänderungen, welche die Luft durchmacht und man unterscheidet sie daher nach den ihnen zu Grunde liegenden Kreisprocessen, wobei freilich nicht zu vergessen ist, dass hierbei mehr oder minder willkürliche

Annahmen gemacht werden müssen und dass Diagramme ausgeführter Maschinen oft so erhebliche Abweichungen von den ihnen zugeschriebenen Kreisprocessen aufweisen, dass sich mit ungefähr demselben Rechte irgend eine andere Annahme hätte zu Grunde legen lassen. Auf diese Unterschiede soll hier nicht näher eingegangen werden, sondern es sollen bei Besprechung der betreffenden Maschinen nur Andeutungen hierüber gemacht werden. Von einer eingehenderen Erörterung der Processe und Ableitung der bezüglichen Gleichungen kann umsomehr Abstand genommen werden, als jedes Lehrbuch der mechanischen Wärmetheorie derartige Untersuchungen enthält.

Die zweite Gruppe besitzt als wesentliche Merkmale einen Arbeitscylinder, eine Luftpumpe und einen Ofen. So sehr günstig diese Maschinen auch in Betreff der Wärmeausnutzung auf den ersten Blick zu sein scheinen, so hat es doch s. Z. nicht gelingen wollen, haltbare Stoffe für Dichtung und Schmierung ausfindig zu machen, die den auftretenden sehr hohen Temperaturen hätten Widerstand leisten können; daher war diesen Maschinen eine Grenze der Verwendung und zwar eine recht enge gezogen.

Den Maschinen der dritten Gruppe ist gleichfalls der obenerwähnte Vertheiler eigenthümlich; auch müssen sie zumeist mit einer Vorrichtung (Pumpe) versehen sein, die einen Ersatz der Luft ermöglicht, welche durch Undichtheiten entweicht.

Diese Gruppen sind nun keineswegs gesondert nach einander aufgetreten, sondern der menschliche Erfindungsgeist hat sie in buntem Durcheinander zu Tage gefördert und deshalb erscheint es auch empfehlenswerth, die Maschinen in ihrer geschichtlichen Reihenfolge aufzuführen und bei jeder die Gruppe zu nennen, der dieselbe zuzuweisen ist.

Eine Reihe trefflicher Aufsätze im Engineering 1875 über vorliegendes Gebiet enthält in der Einleitung die Bemerkung: „The history of air engines has been hitherto little more than a history of continuous failure", denn, so führt der Verfasser aus, habe man 1. die Bedingung der grössten Nutzleistung wenig oder gar nicht gekannt, 2. habe man der Ansicht gelebt, das Perpetuum mobile gefunden zu haben, 3. hätten sich bedeutende konstruktive Schwierigkeiten in den Weg gestellt und 4. sei die hohe Ausbildung der Dampfmaschine ein zu starkes Hinderniss gewesen. Wir glauben heutzutage das Gebiet der Heissluftmaschine fast abgeschlossen zu sehen, da die beiden letzten Gründe in der That sehr gewichtige sind und sich ausserdem in der Gaskraftmaschine ein weiterer kräftiger Widersacher gefunden hat. Die hier geleistete Geistesarbeit darf aber dennoch nicht als verloren bezeichnet werden; aus der Menge des Aufgetretenen hat sich das Gute und Brauchbare ausgeschieden und es sind zugleich der mechanischen Wärmetheorie Aufgaben gestellt worden, die eine Verwendung und Prüfung der aufgestellten Lehren bestens ermöglichten und somit auch ihr zu Fortschritten verhalfen.

Als die erste Luftmaschine wird die von George Cayley vom Jahre 1807 bezeichnet, welche eine Feuerluftmaschine gewesen sei und sich beschrieben und abgebildet findet in Nicholson's Journal desselben Jahres. Näheres betreffs Einrichtung und Wirkungsweise ist mir nicht bekannt geworden. 1816 trat Robert Stirling aus Galston in Schottland mit einer Heissluftmaschine hervor, die er später im Verein mit seinem Bruder James wesentlich verbesserte. Es war dies die erste derartige Maschine, welche erfolgreich und sparsam lange Zeit hindurch arbeitete. Die grösste der von dem Erfinder ausgeführten Maschinen trieb drei Jahre lang die Maschinen einer Eisengiesserei in Dundee.

1824 erschien die bekannte Schrift des Franzosen Sadi Carnot: „Réflexions sur la puissance motrice du feu“, in welcher zum ersten Male ein Kreisprocess beschrieben war und zwar, wie spätere Forschungen ergaben, derjenige, welcher den grössten Wirkungsgrad zwischen gegebenen Temperaturen ergiebt und noch heute den Namen „der Carnot'sche Kreisprocess“ führt. Es scheinen jedoch diese Betrachtungen zunächst ohne Einwirkung auf die Entwicklung der Heissluftmaschine geblieben zu sein.

Im Jahre 1827 nahmen die Gebrüder Stirling ein Patent auf ihre Maschine. Wir haben eine geschlossene Maschine mit hoher Anfangsspannung vor uns, die zwei neben einanderliegende Vertheiler besass, welche mit den Enden des über ihnen gelegenen Arbeitscylinders in Verbindung standen. Die beiden Vertheilerkolben waren durch kurze Lenkstangen mit den Enden eines Hebels verbunden, der mittels Excenters unter Einschaltung eines Kurbelvierecks von der Kurbelwelle in eigenthümlicher Weise bewegt wurde. Die Abmessungen dieses ganzen Getriebes sind aus den mir zugänglichen Zeichnungen (Galloway, History and progess of the steam engine. London 1840, S. 667) mit zu wenig Verlässlichkeit zu entnehmen, als dass eine nähere Kenntnissnahme der Arbeitsweise dieser hochbedeutenden Maschine möglich gewesen wäre. Die Vertheilerkolben wiesen eine besondere Einrichtung auf und führten eine Vorrichtung an Heissluftmaschinen ein, die viel umstritten worden ist (interessante Erörterungen über Regeneratoren, zugleich bezeichnend für den damaligen Stand der mechanischen Wärmetheorie s. Minutes Inst. C. E. IV. XII) und über deren Werth oder Unwerth ins Klare zu kommen, erst späteren Forschern gelang. Näheres über die Maschine a. a. O. IV.

Der in Fig. 75 dargestellte Vertheiler besteht aus einem gusseisernen Cylinder von grossem Durchmesser und geringem Hub, der unten durch einen kugeligen Boden geschlossen ist, während der gewölbte Deckel Stopfbüchsen für die Kolbenstange und Führungsstangen enthält. Der Boden des Cylinders wurde von den Heizgasen bespült, der Deckel durch Wasser gekühlt; eine weitere Kühlung fand durch eine unterhalb des Deckels angebrachte Kühlschlange statt. Der Kolben bestand aus einem Ringe,

innerhalb dessen Schnitzel von Eisenblech angebracht waren (deren Oberfläche etwa 300 qm betrug); der Kolben liess, ohne gedichtet zu sein, nur geringen Spielraum zwischen sich und der Wand und es wurde daher bei Bewegung desselben die Luft theils durch den Ringraum, theils durch die Schnitzel hindurchgedrückt. Dieser eigenartig gebaute Kolben stellt den ersten Regenerator oder Economiser dar, d. h. eine Vorrichtung, welche geeignet war, die Wärme, welche in der Luft enthalten ist, die soeben ihre Arbeitsabgabe bewirkt hatte, aufzunehmen und sie darauf der gekühlten Luft bei der Umkehr der Bewegung zurückzuerstatten, d. h. er bildet einen Wärmespeicher. Die Wirkungsweise der Maschine möge nun an der Hand der Fig. 76, die den Arbeitscylinder, einen Vertheiler und das theoretische Diagramm in einfachen Linien darstellt, kurz erläutert werden.

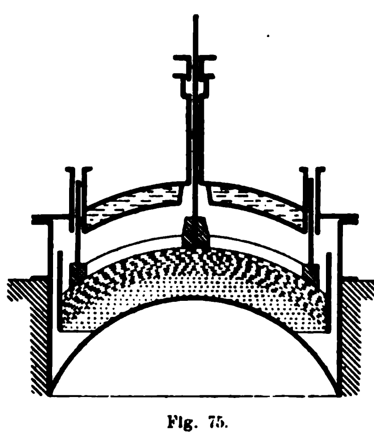


Fig. 75.

Die Wirkungsweise lässt sich folgendermassen übersichtlich darlegen:

1. Die Luft besitzt die höchste Temperatur T_2 (Punkt a des Diagramms). Der Arbeitskolben A geht nach aussen und die Luft dehnt sich isothermisch aus (ab).

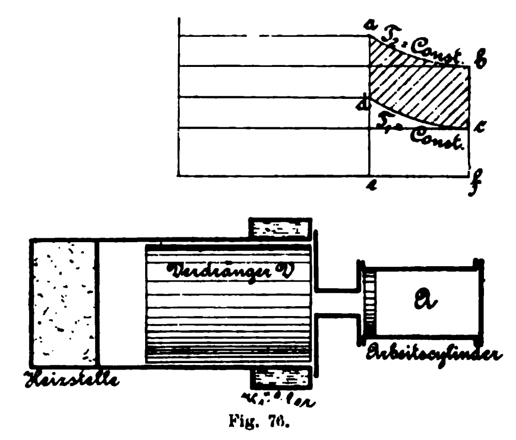


Fig. 76.

2. Der Vertheiler V geht nach aussen, während A steht, die heisse Luft tritt durch den Regenerator hindurch und kühlt sich ab; es erfolgt daher eine Temperaturerniedrigung bei gleichbleibendem Volumen von T_2 auf T_1 (bc).

3. A geht nach innen und drückt die Luft isothermisch auf d e zusammen, während V steht (c d). Die Kompressionswärme wird vom Kühler aufgenommen.
4. A steht, V wird rasch von der Heizstelle entfernt und die Luft entnimmt dem Regenerator sowie der Heizstelle Wärme, wodurch sie sich bei gleichbleibendem Volumen von T_1 auf T_2 erhitzt. Nun beginnt der Vorgang von Neuem.

Durch das Angeführte wird die Wirkungsweise dieser Maschine im emeinen erläutert.

Der beschriebene Vorgang (aus zwei Isothermen und zwei Linien stanten Volumens bestehend) wird als der Stirling'sche bezeichnet ist in allen Lehrbüchern der mechanischen Wärmetheorie ausführlich andelt worden. Inwieweit derselbe mit der thatsächlichen Wirkungsse der Maschine zusammenfällt, lässt sich wegen mangelnder verlässer Zeichnung nicht mehr feststellen; eine eingehendere Untersuchung er Maschine, welche im Wesen vielen neueren Anordnungen vorzuen wäre, würde sich gewiss verlohnen. Die grösste dieser Maschinen te etwa 400 mm Durchmesser und 1220 mm Hub im Arbeitscylinder, chte 28 Umdrehungen, leistete 21 e (indicirt?) und verbrauchte 1,12 kg hlen für 1 e und Stunde, ein Werth, den neuere gut gebaute Dampfschinen auch nur zeigen; die Temperaturgrenzen waren etwa 100 und 0° C. (Engg. 1875. Rankine, Steam engine S. 345).

Die Stirling'sche Anordnung des Vertheilerkolbens, der also den generator in sich enthielt, ist nahezu vereinzelt geblieben und es hat Verdränger späterhin fast immer die Form erhalten, die ihm Parson und Crossley 1828 gaben. Der Vertheilercylinder war auch an den Enden gewölbt, die durch Gas bewerkstelligte Heizung lag und unten tauchte der Cylinder in ein Wasserbad ein. Der Kolben ein hohler, verhältnissmässig langer Cylinder, der mit schlechten neleitern gefüllt war, und zwischen sich und der Wand genügenden henraum für den Uebertritt der Luft liess. Die ganze Anordnung det einen Rückschritt gegen Stirling, da der Arbeitscylinder mit eissen Theile des Vertheilers in Verbindung stand.

lit Uebergehung einer von Arnott (vermuthlich unter Anlehnung yley) vorgeschlagenen Feuerluftmaschine kommen wir zur ersten ung des schwedischen Kapitäns John Ericsson (1833), der sich drücklichster Weise mit diesem Gegenstande beschäftigte, ohne sich iele Misserfolge abschrecken zu lassen. Es war dies eine gee Maschine (Caloric engine genannt) mit einem Arbeitscylinder, rtheiler und einem Regenerator. Die Abluft des Arbeitscylinders h dem mittels Gegenströmung wirkenden Regenerator geleitet und hier die Röhren, an welche sie einen Theil ihrer Wärme abgiebt, ihr der Rest im Kühler entzogen wird; so gelangt dieselbe in

den Vertheiler, der einen dicht schliessenden Kolben besitzt. Die Querschnitte des Arbeitscylinders und des Vertheilers verhielten sich bei gleichem Hube etwa wie 2 : 1, so dass das Volumen der Luft durch die Kühlung etwa auf die Hälfte vermindert wird. Die Luft wird bei der Umkehr der Bewegung zunächst in gewissem Masse zusammengedrückt und alsdann in jenen Röhren, sowie weiterhin durch eine Heizstelle erwärmt und so zur Arbeitsleistung in den Arbeitscylinder überführt. Der Vertheiler tritt hier in der einfachen Form einer Pumpe auf. Die ganze Anordnung macht den Eindruck des Unfertigen. Die Bewegungswiderstände für die Luft sind entschieden grösser als bei Stirling. Der Versuch der Verwendung eines Röhrenkessels als Regenerator ist nur selten wiederholt worden. Wir werden weiterhin sehen, wie sich aus dieser Maschine das Vorbild der heutigen Heissluftmaschine entwickelte.

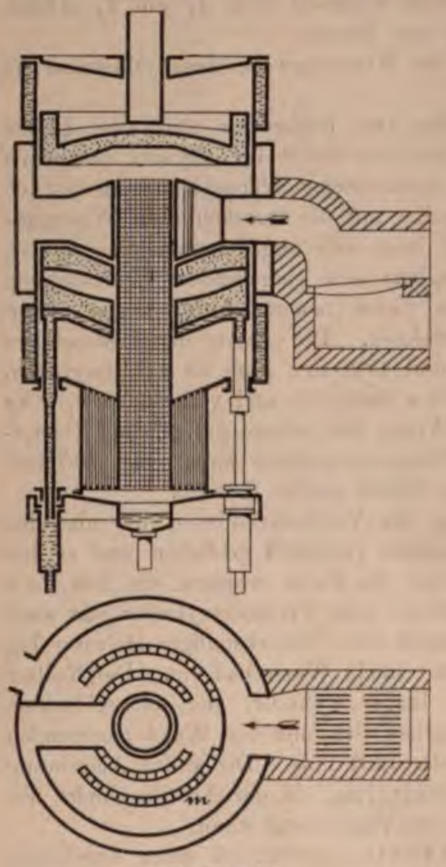


Fig. 77 u. 78.

Ericsson hatte mit seinen Bestrebungen in England wenig Glück, ging deshalb nach Amerika und gelangte dort 1848 zu besseren Ergebnissen. In der Zwischenzeit tauchten verschiedene Vorschläge und Anordnungen auf, von denen eine kurze Erwähnung verdient.

In Frankreich beschäftigte sich Franchot eingehend mit dem Gegenstande und gelangte nach mehreren verschiedenen Vorschlägen zu einer ihm 1845 patentirten Anordnung, welche ebenso gedrängt, wie verwickelt ist, aber erwähnungswerth erscheint, weil hier, wenigstens in gewissem Sinne, zum ersten Male Arbeits- und Vertheilerkolben in einem Cylinder arbeiteten; die Maschine ist eine geschlossene. Die Heizgase (s. Fig. 77 u. 78) treten seitlich ein, kreisen mehrfach im Mittelstücke des Cylinders und entweichen schliesslich durch den Schornstein. Der Arbeitskolben liegt über, der Vertheilerkolben unter der Heizstelle. Bewegt sich der

mit schlechten Wärmeleitern angefüllte, unten durch Wasser gekühlte Vertheiler nach unten, so drängt er die kalte Luft durch das Bündel von Röhren im Boden des Cylinders in das mit dünnen Metallplatten erfüllte Rohr und von hier unter starker Wärmeaufnahme unter den Arbeitskolben. Der vom Vertheiler oben frei gelegte Raum füllt sich durch die rohrartig gestalteten, kreisringförmigen geheizten Zwischenwände m. Ob diese sinnreiche Anordnung je zur Ausführung gekommen ist, liess sich nicht ermitteln.

1844 soll eine Lokomotive mit einer Heissluftmaschine von Andraud in Frankreich getrieben worden sein.

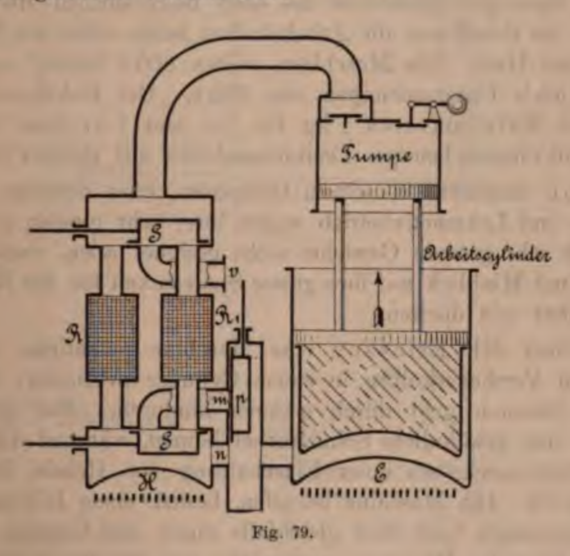


Fig. 79.

Mittlerweile war es nun Ericsson gelungen, seine Grundform zu verbessern und eine solche Maschine von 5 e in der Eisengiesserei von Hoggs & Delamater in Newyork in Betrieb zu setzen. Er ging zum Bau von stärkeren Maschinen über und brachte eine solche 1851 auf die Londoner Ausstellung. Diese war die erste offene Heissluftmaschine. Der Arbeits- und der Vertheilerkolben sitzen auf gemeinschaftlicher Kolbenstange. Die Pumpe (Vertheiler) saugt frische Luft und drückt sie (siehe Fig. 79) nach dem Regenerator R. Von hier gelangt die Luft vorgewärmt an die Heizstellen H und E und schliesslich unter den Arbeitskolben. Bei $^2/_3$ des Hubes des letzteren schliesst p selbstthätig m und n ab, so dass eine Ausdehnung der Luft eintritt. Bei Hubende wird p rasch nach unten bewegt, so dass m frei und die heisse ausgedehnte Luft durch das Gewicht des Kolbens durch v ausgetrieben wird, wobei sie ihre Wärme im Regenerator R_1 abgiebt u. s. f. Schliesslich wird R seiner Wärme

beraubt sein, R_1 dagegen keine weitere Wärme mehr anfnehmen können (was nach Ericsson's Angabe nach etwa 50 Spielen eintritt); alsdann wird durch Bewegung der beiden Schieber S nach links die Rolle von R mit derjenigen von R_1 vertauscht und umgekehrt.

Trennt man von dieser Maschine die Regeneratoren ab, lässt man beide Kolben (mit entsprechenden Ventilen versehen) in einem einzigen Cylinder arbeiten, und macht man die Bewegung beider von einander abhängig, so gelangt man sofort zur letzten Anordnung Ericsson's, die den Ausgangspunkt für den neueren Heissluftmaschinenbau bildete.

Mit 4 derartigen Maschinen des eben beschriebenen Modells rüstete Ericsson ein Schiff aus; die Arbeitskolben hatten 4200 mm Durchmesser und 1800 mm Hub. Die Maschinen sollten 600 e leisten, ergaben aber nach Norton's Untersuchungen nur 300 e. Der Kohlenverbrauch belief sich bei 300 e auf etwa 1 kg für 1 e und 1 h, liess mithin diese Maschine mit unseren heutigen Dampfmaschinen auf gleicher Stufe stehen.

Norton bemerkte in seinem Gutachten, dass derartige Maschinen für Schiffs- und Lokomotivbetrieb wegen ihrer sehr grossen Abmessungen und folglich sehr grossen Gewichte nicht geeignet seien, dass sie jedoch namentlich mit Hinblick auf ihre grosse Sparsamkeit für das Kleingewerbe sehr brauchbar sein dürften.

1855 liess sich Ericsson eine Maschine patentiren, bei welcher Arbeits- und Vertheilerkolben in einem Cylinder arbeiteten; die Kolbenstange des letzteren geht durch ersteren hindurch. Der Arbeitskolben wird durch eine gewöhnliche Schubkurbel bewegt, während der Vertheiler von zwei Daumenscheiben unter Einschaltung von Hebeln hin und her geschoben wird. Die Maschine ist offen, besitzt einen Röhrenregenerator und die ausgesaugte Luft wird gleichfalls durch eine Gruppe von Röhren von den abziehenden Heizgasen vorgewärmt und über der Heizstelle weiterhin erhitzt (Dingl. Polyt. Journ. 140; Mech. Magaz. 1856).

Eine von Pascal in Lyon 1859 vorgeschlagene Maschine war geschlossen, mit zwei Vertheilern und nur einem Arbeitscylinder, welcher mit verdichteter Luft arbeitete, versehen (Polyt. Centr.-Bl. u. Génie industriel Bd. 21. S. 37); hier war also wiederum auf das Modell Stirling's zurückgegriffen. Von weitaus grösserer Bedeutung ist die letzte Maschine des rührigen Ericsson, welche jetzt näher betrachtet werden soll. Er war nach vielen vorausgegangenen Versuchen endlich zu einer brauchbaren Anordnung gelangt und zwar war dies eine offene Maschine, bei welcher er zum ersten Male den Regenerator weggelassen hatte. Diese Anordnung, welche etwa 1860 bekannt wurde, ist aus jener von 1855 unmittelbar hervorgegangen, bildete aber dieser gegenüber einen wesentlichen Fortschritt, namentlich was Gedrungenheit der ganzen Anordnung betrifft. Nicht nur Arbeitskolben und Verdränger befinden sich in einem

Cylinder, sondern es ist auch die Heizstelle in denselben verlegt. Fig. 80 giebt eine Skizze dieser Maschine, während Fig. 81 das Getriebe der beiden Kolben darstellt.

Diese Anordnung hat für die bekannte Lehmann'sche Maschine die Grundlage abgegeben, und es verlohnt sich deshalb eine flüchtige Er-

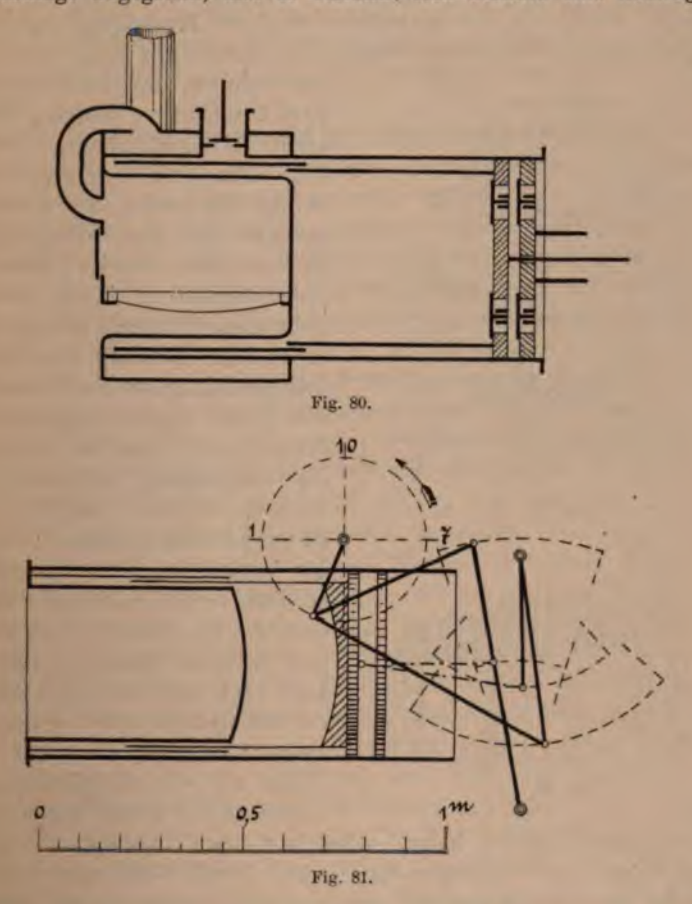


Fig. 80.

Fig. 81.

örterung ihrer Wirkungsweise; die Lehmann'sche Maschine ist allerdings von vorliegender darin wesentlich verschieden, dass sie eine geschlossene ist.

Unseres Erachtens verdient es besonders betont zu werden, dass Ericsson bereits die heutige Form der Maschine geschaffen hat, und dass die folgende Zeit nur wenig zu verändern vorfand; er befasste sich allerdings, von seinen 1833er Bestrebungen abgesehen, nur mit offenen Maschinen. Lehmann baute geschlossene Maschinen mit völliger Anlehnung an Ericsson; weiter ging er leider nicht zurück, denn hätte er auch noch Stirling's

Demnach wäre die indicirte Leistung etwa 22 e gewesen. Später hat Tresca eine weit grössere Maschine untersucht und dabei einen Kohlenverbrauch von 1,43 kg für die Stunde und Bremspferdestärke ermittelt, ein Werth, der auffällig gering ist. (Dingl. Journ. Bd. 159, 177, 185.)

Zu gleicher Zeit trat Laubereau mit der Anordnung einer geschlossenen Maschine hervor, die viel ausgeführt worden ist. Das von Stirling geschaffene Vorbild der Maschine schien völlig vergessen zu sein und es hat den Anschein, als ob Laubereau ohne Kenntniss der vorgängigen Anordnungen gearbeitet habe. Er baute die Maschinen mit getrennten Arbeits- und Vertheilercylindern, liess aber den Regenerator weg. Bald

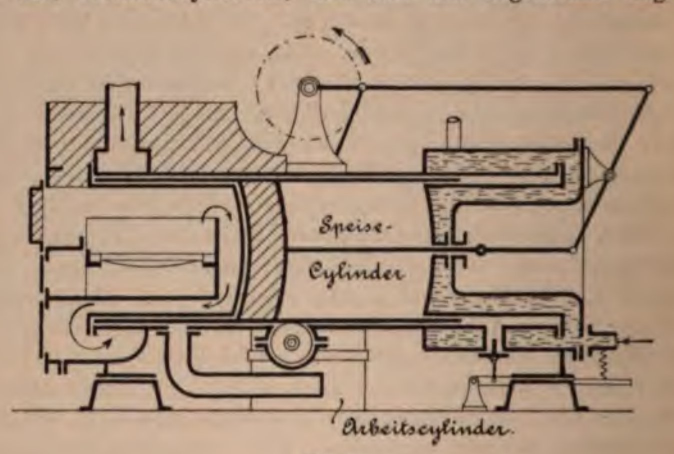


Fig. 84.

betheiligte sich Schwartzkopff an der Sache und es nahm die Maschine die in Fig. 84 skizzirte Gestalt an. Man ersieht, dass der Verdrängercylinder an einem Ende geheizt, am anderen Ende gekühlt wird. Die Kurbeln sind um 90° versetzt, die Welle liegt behufs leichteren Einbringens auf der Maschine. Ein grosser Fehler im Entwurf ist der, dass der Arbeitscylinder mit dem heissen Raume des Speisecylinders verbunden ist. An dieser Maschine hat Tresca lange Versuchsreihen ausgeführt. Im Mittel verbrauchte eine Maschine von 0,65 e 5 kg Koks für die Bremspferdestunde. Fig. 85 stellt ein bei diesen Versuchen erhaltenes Indikatordiagramm dar.

Eine spätere Anordnung (1864) zeigt sowohl Arbeits- als auch Vertheilercylinder aufrecht neben einander, wobei auch der Voreilungswinkel der Verdrängerkurbel von 90° auf 120° vergrössert worden ist. Noch später wurde die Maschine für ganz geringe Leistungen (1—5 mkg mit Gasheizung eingerichtet und der Vertheiler durch ein Bogendreieck bewegt, wodurch man betreffs der Wahl der Heiz- und Kühlzeiten freie Hand

ewann. Derartige Maschinen sollen bis 500 Umdrehungen gemacht haben. Vir unterlassen es, eine nähere Untersuchung der Wirkungsweise anzutellen, einmal weil nicht genügende Unterlagen dazu vorliegen, andererseits lie Maschine vom Markte wieder verschwunden ist. (Dingl. Journ. Bd. 160, 172, 179, 185, 194. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1861. S. 262.)

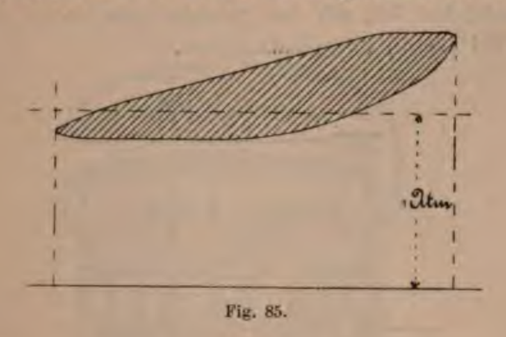


Fig. 85.

Wir kehren zurück zum Jahre 1861 und gelangen, wenn wir die Vorschläge von Edwards und Piobert (Dingl. Journ. 163, 164) übergehen, zu der bemerkenswerthen Anordnung von Wilcox. Wir haben hier eine offene Zweicylindermaschine vor uns, zwischen deren beiden Cylindern ein aus dünnen Metallplatten hergestellter Regenerator eingeschaltet ist. Beide Cylinder werden am Boden geheizt. Die Pumpe saugt oben Luft an, verdichtet sie und schiebt sie durch den Regenerator auf die untere Seite beider Kolben, wo sie sich erhitzt und sich ausdehnt; schliesslich verlässt sie die Maschine, wobei sie ihre Wärme zum Theil an den Regenerator abgiebt.

Wie aus Fig. 86 ersichtlich ist, erfolgt die Steuerung der Maschine in einfacher Weise durch einen schwingenden Hahnschieber. Die Maschine machte etwa 120—180 Umdrehungen, die Luft trat mit 35° ein, wurde auf 320° erhitzt und verliess die Maschine mit etwa 130°. Der Verbrauch für die Bremspferdestunde belief sich auf nur 2,5 kg Anthracitkohle (Dingl. Journ. 160, 170.)

1864 traten Windhausen und Huch mit einer sehr verwickelten Feuerluftmaschine hervor, bei welcher Arbeits- und Pumpencylinder in einem vereinigt waren. Die Kohlen wurden dem Herde durch eine turbinenartige, von Hand aus bewegbare Vorrichtung zugeführt. Die angesaugte Luft wurde wie immer verdichtet und theils zur Verbrennung, theils zur Mischung mit den Brenngasen verwendet. Um zu hohe Temperaturen zu vermeiden und die Luft selbstschmierend zu machen, wurden 1—3 kg Wasser für die Bremspferdestunde eingespritzt. Eine solche zweicylindrige hine von 460 mm Drchm. und 520 mm Hub leistete bei 100 Um-n 26 Bremspferde und arbeitete mit 4 at Druck und 350—400°

als höchster Temperatur. Eine 7 e Maschine brauchte 1,6 kg K(
(Dingl. Journ. 178).

Im gleichen Jahre wurde eine weitere Feuerluftmaschine amerikanis
Ursprungs bekannt, die sich seit 2 Jahren bereits bewährt haben s
Sie war von Roper entworfen, scheint aber, soweit aus mangelh
Zeichnungen ersichtlich ist, mit den Anordnungen von Whipple (1
sowie Churchill (1869) übereinzustimmen.

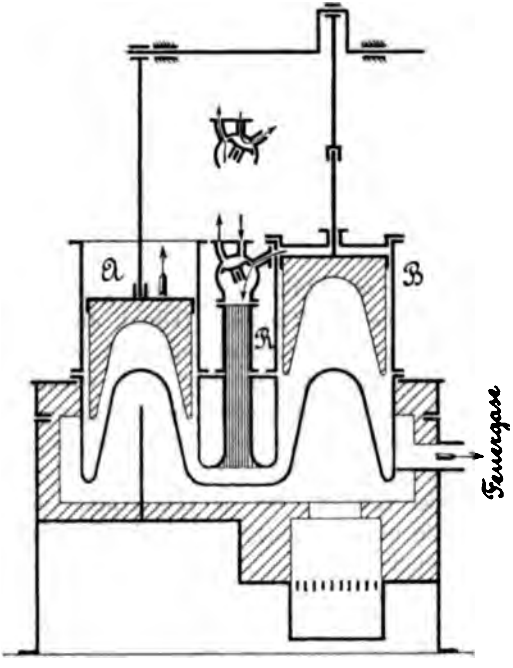


Fig. 86.

Johnson (1865) legt bei seiner offenen Maschine Arbeits- und P
Cylinder in eine Axe, verdichtet Luft, schiebt sie in einen Sammelbeh
und lässt sie sich dann an einer Heizschlange, durch welche die Feue
ziehen, erhitzen. Weiteres ist von diesem baulichen Undinge nich
hören gewesen (Dingl. Journ. 178). Young und Kirk (1865) ne
Stirling's Anordnung eines Arbeitscylinders und zweier Vertheiler w
auf (Fig. 87). Die mit Regeneratoren versehenen, gut entworfenen
theiler sind mit im Kreise angeordneten Rippen versehen, die eben so
an dem Deckel entsprechen; ausserdem wird nicht durch Feuergase, so
durch Dampf geheizt. Die Verwendung rippenförmiger Heizkörper
sich in späteren Patenten wieder. Der Gedanke der Dampfheizur

ereinzelt geblieben, weil man auf diese Weise nicht genügend hohe raturen erreichen kann und eines Kessels bedarf. James liess in itete Luft Dampf einströmen, um sie zu erhitzen — ein aus leicht ichen Gründen völlig verfehlter Gedanke — (Dingl. Journ. 178).



Fig. 87.

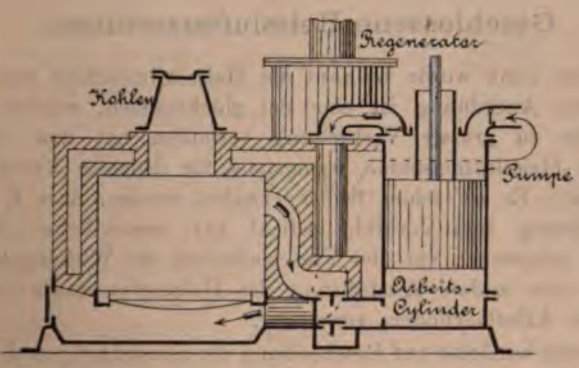


Fig. 88.

nde der 60er Jahre beschäftigten sich Burdin und Bourget viel chnungen betreffs Heissluftmaschinen, die eine zehmal so grosse g wie Dampfmaschinen ergeben sollten und wobei die Heizung der teten Luft durch Gegenströmung zu erfolgen hätte; sie haben hier-

über der französischen Akademie mehrere Abhandlungen eingereicht, doch von einer Ausführung nie etwas verlauten lassen (Comptes rendus 1865).

Wir gelangen nunmehr (1867) zur Feuerluftmaschine von Shaw, welche zweckmässig angeordnet, gute Ergebnisse aufzuweisen hat. Ihr sehr verwandt ist die im nächsten Jahre bekannt gewordene Anordnung Wenhams. Shaw verwendete wie Windhausen und Huch einen Taucherkolben gleichzeitig als Arbeits- und Pumpkolben. Auf der kleineren Seite (s. Fig. 88) wird durch einen Gegenstromregenerator Luft angesaugt, die vorher noch bei Umspülung des Ofens weitere Wärme aufnimmt, und unter den Rost gelangt. Die Feuergase entweichen durch den Regenerator. Eine auf der Pariser Ausstellung befindliche Maschine zeigte $N_i = 20$, $N_e = 16$ und einen Verbrauch von 2,5 kg Kohlen für die Bremspferdestunde. Das Volumenverhältniss zwischen Pumpe und Arbeitscylinder war 3 : 5.

Die offenen Heissluftmaschinen sind völlig vom Markte verschwunden, so dass wir im Folgenden die noch lebensfähigen Vertreter dieser Abtheilung von Kraftmaschinen in zwei Gruppen: Geschlossene Heissluftmaschinen und Feuerluftmaschinen, behandeln. Wir verlassen dabei den rein geschichtlichen Weg und verfolgen jede Gattung für sich bis zur neuesten Gestalt. Was sonst an bemerkenswerthen Vorschlägen vorliegt, soll nur andeutungsweise betrachtet werden.

Neuerungen bezüglich offener Heissluftmaschinen brachten Hopmann, Nacke (Rippenheizkörper), Hanner u. A.

Geschlossene Heissluftmaschinen.

Im Jahre 1868 wurde bekannt die Heissluftmaschine von W. Lehmann. Diese Anordnung ist eine der glücklichsten, welcher Umstand der Maschine zu grosser Verbreitung verholfen hat und sie als die bedeutendste Heissluftmaschine, wenigstens für deutsche Verhältnisse, erscheinen lässt. Es ist schon früher erwähnt worden, dass Ericsson's letzte Anordnung zum Vorbilde gedient hat; wesentliche Unterschiede liegen darin (abgesehen von der Verschiedenheit der Wirkungsweise), dass Lehmann eine andere Ausführung des Heiztopfes, sowie ausgedehnte Kühlung des Arbeitscylinders verwendet.

Wir gehen zunächst auf Beschreibung der Einrichtung und Wirkungsweise der ältesten Anordnung ein, die in Fig. 89 in einfachen Linien dargestellt ist. Die Maschine ist eine geschlossene und arbeitet mit einer Anfangsspannung von 1 at. An den gusseisernen Arbeitscylinder setzt sich ein langer Cylinder gleichen Durchmessers an, dessen hinteres Ende von den Feuergasen bespült wird und welcher den Verdränger enthält. Der sehr lang ausgeführte Verdränger besteht aus einem hohlen Blech-

cylinder, der im Durchmesser 5 bis 10 mm kleiner ist, als die Bohrung des Arbeitscylinders. Um den zur Bewegung des Verdrängers erforderlichen Arbeitsbetrag möglichst zu verringern, hat Lehmann die von Laubereau wohl zuerst angewendete Einrichtung angenommen, den Verdränger an

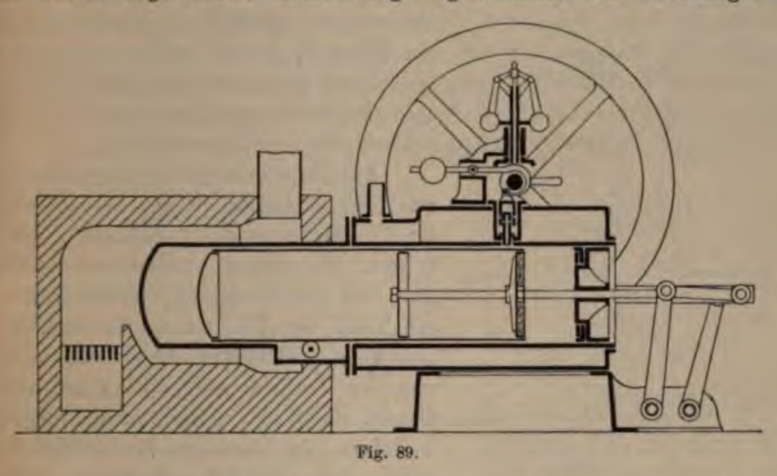


Fig. 89.

seinem der Heizstelle zugekehrten Ende mittels angebrachter Leisten auf einer Rolle zu lagern und so die gleitende Reibung durch rollende zu ersetzen. Die Kolbenstange des Verdrängers geht durch den Arbeitskolben hindurch und ist hier mittels Stopfbüchse gedichtet.

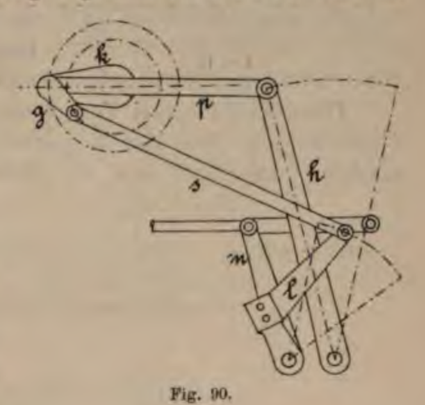


Fig. 90.

Der Arbeitskolben spielt im kühlen Theile des Cylinders und macht deshalb bezüglich seiner Dichtung wenig Schwierigkeiten; ein einfacher Lederstulp genügt vollständig. Ein um den Arbeitscylinder gebauter Mantel enthält das Kühlwasser, das entweder einer Leitung entnommen wird und nachträglich abfliesst, oder aus einem Behälter kommt, nach welchem es durch seine Erwärmung, geeignetenfalls unter Beihülfe einer kleinen Pumpe, zurückkehrt.

Durch das in Fig. 90 gezeichnete Getriebe empfangen die beiden Kolben ihre Bewegung. Am Zapfen der Kurbel k, welche am Ende der auf der Maschine gelagerten Welle aufgekeilt ist, hängt die Pleuelstange p, welche mittels Hebel h und zweier weiterer Stangen dem Arbeitskolben seine Bewegung ertheilt. Eine Gegenkurbel g schiebt durch Pleuelstange s,

Winkelhebel l und Schwinge m den Verdränger hin und her Lagerung der Kurbelwelle über der Maschine gewährt den sehr sch werthen Vortheil, die Erneuerung des Lederstulps, sowie das Nacl der Führungsrolle vornehmen zu k ohne die schwere Welle ausheben zu n ein Vortheil, den schon Ericsson genommen hatte, den man aber be sten Ausführungen Lehmann'sch schinen wieder aufgegeben hat.

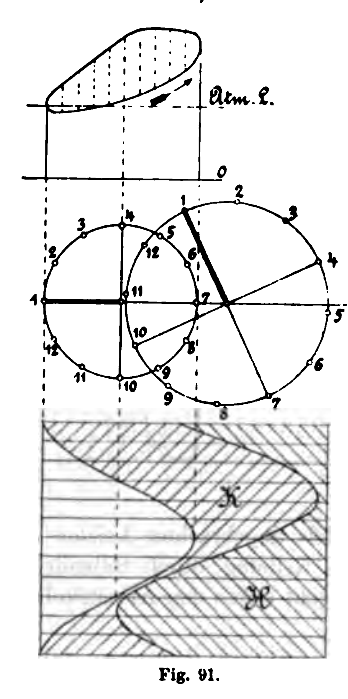


Fig. 91.

Zur Regulierung der Maschin zwei Mittel in Gebrauch gekommen, d eine Veränderung der Nutzleistung führen, dies aber nur dadurch e dass bei gleichbleibender indicirter ein Theil derselben vernichtet wird. zweckmässige Regulierung muss eine rung im Zuflusse treibender Kraft lassen, nicht aber Arbeitsvernichtur beiführen, da hierdurch der indicirt kungsgrad erhebliche Einbusse e Diese Frage ist für Heissluftmas noch immer eine offene; einen ne werthen Versuch hierin hat Busch in Darmstadt gemacht, dessen E tungen späterhin eingehend zu e sein werden.

Oben erwähnte zwei Vorrichtungen zum Regulieren sind die folg Entweder man liess den Regulator auf ein Ventil einwirken, das raschem Gange Luft aus der Maschine entweichen liess, oder de

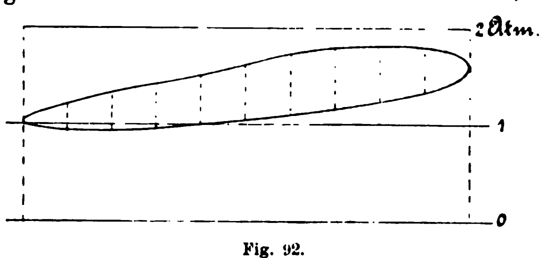


Fig. 92.

setzte eine Schuhbremse in Thätigkeit, die auf das Schwungrad w Im ersten Falle war zum Ersatze der entwichenen Arbeitsluft ein Schı ventil nöthig. Im Ausgangsrohre für die Heizgase ist ferner noc Drosselklappe angeordnet, die den Zug regelt; dies soll so geschehen der Heiztopf stets dunkelroth aussieht.

Mit einer einpferdigen Maschine beschriebener Einrichtung hat Eckerth (Techn. Blätter 1877, S. 104) treffliche Versuche angestellt. Die Fig. 91 und 92 zeigen das dieser Maschine zugehörige Kolbendiagramm, sowie ein Indikatordiagramm. Ein Vergleich der Fig. 91 mit Fig. 82 lehrt, dass Lehmann, obgleich das von ihm verwendete Getriebe mit dem Ericsson's völlig übereinstimmend ist, durch veränderte Abmessungen eine erhebliche Aenderung der Relativbewegung beider Kolben herbeigeführt hat und dass er den kleinsten Werth des heissen Raumes sehr herabgezogen hat. Zu dem dargestellten Indikatordiagramm mögen noch folgende Angaben beigefügt werden:

Durchmesser des Arbeitskolbens	= 350 mm
Hub desselben	= 175 mm
Durchmesser des Verdrängers	= 343 mm
Länge desselben	= 1530 mm
Hub desselben	= 244 mm
Umdrehungszahl in der Minute	= 100
Nutzarbeit der Maschine	= 1,014 e = 76 mkg
Nutzbarer mittlerer Druck aus dem Diagramm	= 0,44 kg/qcm
Indicirte Leistung	= 1,58 e = 118,3 mkg
Wirkungsgrad	= 0,64
Grösste Spannung absolut	= 1,87 kg/qcm.

Als Mittelwerthe fanden sich ein Wirkungsgrad von 0,66, ein Verbrauch an Brennstoff von 4,6 kg Steinkohle (von ca. 3500 c Heizwerth) für die Stunde und Pferdestärke und ein Kühlwasserverbrauch von 213 l bei 26° Temperaturzunahme für die Pferdestärke und Stunde. Slaby ermittelt übrigens den Wirkungsgrad zu 0,49, zufolge genauerer Ausmessung der Diagramme.

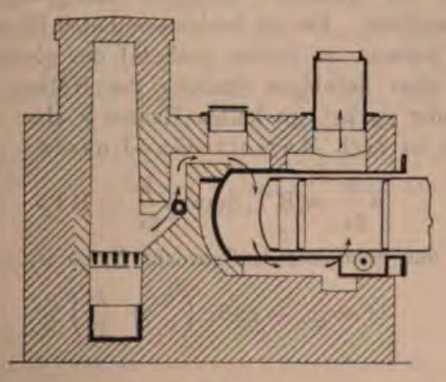


Fig. 93.

D. R. P. 6404 brachte Neuerungen an der Maschine, welche hauptsächlich den Verdränger und den Ofen betreffen. Um den Wärmeaustausch

durch den Verdränger hindurch zu erschweren, werden in denselben mehrere Blechwände eingezogen, die auch zugleich zur Versteifung dienen. Sehr wesentlich ist die Aenderung der Feuerung, wie sie in Fig. 93 dargestellt ist. Bei der bisherigen Anordnung hatte der Heiztopf sehr unter der Einwirkung der Stichflamme zu leiden, welchem Uebelstande die neue Einrichtung begegnet.

Maschinen Ericsson'schen Systems, aber stehender Bauart, waren 1893 in Chicago seitens der Rider Engine Co. ausgestellt (s. Freytag, Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1894 S. 848).

Die Wirkungsweise vorliegender Maschine ist von vielen Seiten theoretisch verfolgt worden (Schmidt, Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1871), von welchen Arbeiten nur eine nähere Darlegung erfahren soll, weil ihre Wiedergabe ohne grosse Umschweife möglich ist und sie sehr zutreffende Ergebnisse aufweist. Es ist dies die von Slaby in den Verhandl. d. Ver. z. Bef. d. Gewerbfl. i. Pr. 1878 S. 375 veröffentlichte Theorie geschlossener Heissluftmaschinen. Slaby schliesst sich hierbei wohl den voraufgegangenen Arbeiten von Schmidt und Hirsch (Théorie des machines aérothermiques par J. Hirsch. Paris 1874) an, doch gebührt ihm das Verdienst, die Sache handlich gemacht zu haben. Seine Untersuchungsweise ist zum Theil rechnerisch, zum Theil zeichnerisch und ist auf alle geschlossenen Maschinen anwendbar. Wir legen sie hier etwas eingehend dar, um später hierauf verweisen zu können[1]).

In den bei jeder geschlossenen Maschine vorhandenen zwei Haupträumen, dem Heiz- und dem Kühlraum, mögen gleichbleibende (absolute) Temperaturen T_1 und T_2 herrschen, und weiter soll angenommen werden, dass der Uebergang von einer Temperatur zur andern plötzlich erfolge und dass das in der Maschine enthaltene Luftgewicht dasselbe bleibe (Dichtheit der Maschine). Da die beiden erwähnten Räume unter einander verbunden sind, herrscht in beiden (nahezu) die gleiche Spannung von p kg qcm. Bei einer beliebigen Stellung der Kolben seien im heissen Raume h cbm (oder g_h kg), im kalten Raume k cbm (oder g_k kg) Luft enthalten. Dann ist nach Mariotte-Gay-Lussac

$$p\frac{h}{g_h} = R\,T_1 \text{ bezw. } p\frac{k}{g_k} = R\,T_2 \qquad 128)$$

Nennt man das gesammte Luftgewicht G, so ist

$$G = g_h + g_k = \left(\frac{h}{T_1} + \frac{k}{T_2}\right)\frac{p}{R} \qquad 129)$$

---

1) Durch Slaby's Arbeiten wurde eine Abhandlung Weyrauch's veranlasst (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1880, S. 185), die gleichfalls Berechnung von Heissluftmaschinen zum Gegenstande hat. Wir begnügen uns hier mit dem blossen Hinweise.

Schreibt man dieselbe Gleichung für eine andere Stellung der Kolben hin und verbindet sie mit der vorigen (wegen $G = \text{Const.}$), so findet sich

$$\left(\frac{h}{T_1} + \frac{k}{T_2}\right) p = \left(\frac{h_0}{T_1} + \frac{k_0}{T_2}\right) p_0 = \text{Const.} \tag{130}$$

Setzt man noch (α = Temperaturwinkel)

$$\frac{T_1}{T_2} = \operatorname{tg} \alpha \tag{131}$$

so lautet die Grundgleichung

$$\left(k + \frac{h}{\operatorname{tg} \alpha}\right) p = \text{Const.} \tag{132}$$

Nennt man den Klammerwerth x, so sieht man, dass dies die Gleichung einer gleichseitigen Hyperbel, bezogen auf die Asymptoten als Co-

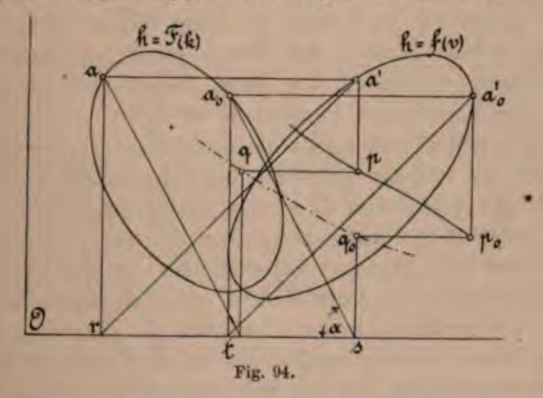


Fig. 94.

ordinatenaxen, ist. Da der Zusammenhang zwischen k und h aus dem Getriebe der Maschine entnommen werden kann, lässt sich also p für alle Kurbelstellungen ermitteln. Diese Ermittlung kann man nun sehr einfach und mit genügender Genauigkeit vornehmen, wie folgt. Man verzeichne in einem rechtwinkligen Coordinatensystem zwei Kurven mit den Werthen von k und h (bezogen auf den Kolbenquerschnitt) als Coordinaten und zwar die Kurve der relativen Volumina, deren Gleichung

$$h = F(k) \tag{133}$$

ist, und die Kurve der absoluten Volumina

$$h = f(k + h) = f(v), \tag{134}$$

wobei das Gesammtvolumen $k + h = v$ gesetzt ist (siehe Fig. 94). Letztere Kurve lässt sich aus ersterer auch sofort ableiten: Zieht man durch einen Punkt a eine Parallele zur Abscissenaxe und durch den Fusspunkt r unter 45^0 bis zum Schnitt mit dieser, so ist a' der zugehörige Punkt der zweiten Kurve, denn es ist $Or + aa' = k + h$.

Um zur Verzeichnung des (theoretischen) Indikatordiagramms zu gelangen, beachte man, dass der Unterschied zwischen dem grössten und dem kleinsten Gesammtvolumen v gleich dem Kolbenhube ist, dass mithin zu besagtem Zwecke die Werthe von p auf den Ordinaten der Kurve $h = f(v)$ abzutragen sind.

Im Punkte a_0 der ersten Kurve sei nun der Druck p bekannt. Zieht man durch a_0 unter dem Winkel α gegen die Abscissenaxe die Gerade a_0 s, so ist

$$Os = Ot + ts = k + \frac{h}{tg\,\alpha} \qquad 135)$$

In s trage man dann nach irgend welchem Massstabe die Spannung $p = q_0 s$ auf und verzeichne in bekannter Weise die gleichseitige Hyperbel. Um nun für irgend einen Punkt, z. B. a, den Druck zu finden, ziehe man unter α gegen Os und dann senkrecht hierzu bis zum Schnitt mit der Hyperbel, welche Strecke den Druck misst; der zugehörige Punkt des Indikatordiagramms findet sich dann, indem man diese Strecke auf der Ordinate des zugehörigen Punktes a′ abträgt.

Slaby beleuchtet nun selbst die gemachten Voraussetzungen etwas näher. Betreffs der strengen Trennung des heissen und des kalten Raums, sowie betreffs des plötzlichen Wechsels der Temperaturen wird darauf hingewiesen, dass bei Verdrängermaschinen der Verdränger jene Trennung bewirke und dass der Ringraum zwischen ihm und der Cylinderwand ein meist nicht unbeträchtliches Luftvolumen enthalte, dessen Temperatur von der einen bis zur anderen Grenze allmählich sich ändere. Inwieweit die Annahme des Gleichbleibens der Temperatur sich aufrecht erhalten lasse, könnten nur sehr schwierige, bislang kaum ausgeführte wirkliche Messungen lehren. An beiden Voraussetzungen wird dennoch insoweit festgehalten, dass die Tangente des Temperaturwinkels α als gleichbleibend betrachtet wird. „Doch soll darunter eine Konstante der Maschine verstanden werden, welche zwar im wesentlichen ein Mittelwerth der auftretenden Temperaturverhältnisse sein wird, im Uebrigen aber auch von sonstigen gesetzmässigen und zufälligen Einflüssen, als Verhältniss der Heiz- und Kühlflächen, Geschwindigkeit des Luftstromes, Länge des Verdrängers, Weite der Spalte u. s. w. abhängen wird.“ Die Ermittlung dieser Grösse wird weiterhin gezeigt werden.

Der Ringraum des Verdängers wird im Verhältniss der damit in Berührung stehenden Heiz- und Kühlflächen getheilt und dem heissen bezw. kalten Raum ebenso wie die schädlichen Räume zugeschlagen.

Die Annahme der Dichtheit der Maschine würde im Hinblick auf die bekannte Durchlässigkeit der glühenden Heiztöpfe für verdichtete Luft die unhaltbarste sein, wenn nicht der Lederstulp des Arbeitskolbens oder sonstige Vorkehrungen einen Ersatz der verlorenen Luft ermöglichten.

ie Luftverluste würden in dem Zeitabschnitt stärkster Kühlung ein Sinken
s Druckes unter 1 at zur Folge haben; in diesem Falle treten jene
orkehrungen in Wirksamkeit. Diese Verhältnisse erklären auch, wes-
ılb Maschinen mit einer höher als 1 at gelegenen Anfangsspannung
enig günstig arbeiten würden.

Slaby wendet a. a. O. seine Theorie u. A. auch auf eine einpferdige
ehmann'sche Maschine an und diese Untersuchung soll hier noch bei-
:fügt werden. Dieselbe lässt sich mittels der Versuche prüfen, welche
laby in Gemeinschaft mit Brauer angestellt hat (Versuche über Leistung

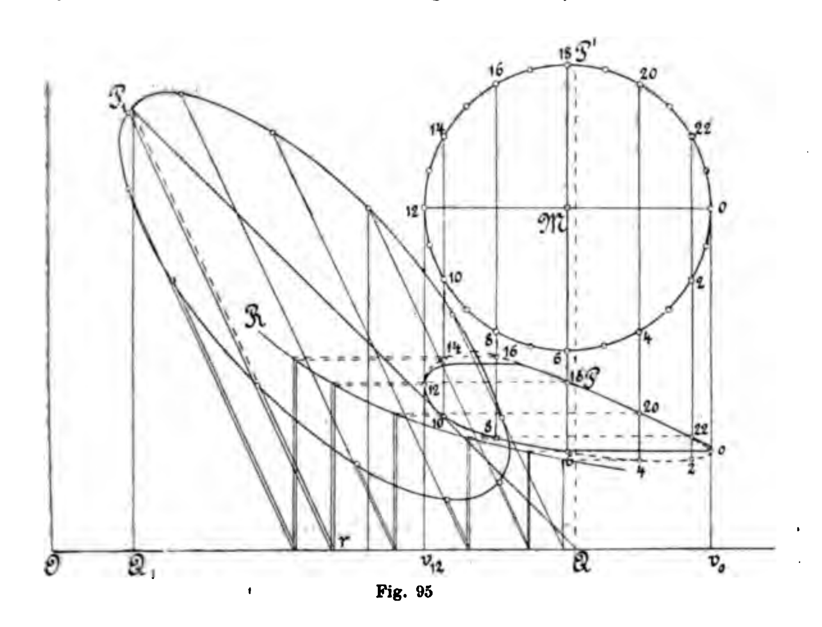


Fig. 95

und Brennmaterial-Verbrauch von Kleinmotoren. Berlin, Springer 1879).
Die Mittelwerthe sämmtlicher Messungen giebt die umstehende Tabelle.

Fig. 95 zeigt die Untersuchung für diese einpferdige Maschine, deren wesentliche Abmessungen folgende sind:

Hub des Arbeitskolbens	175 mm
Durchmesser desselben	372 „
Hub des Verdrängers	248 „
Durchmesser desselben	367 „
Länge desselben	1526 „
Voreilwinkel der Verdrängerkurbel . .	65⁰.

Grösse der Maschine	Umdrehungszahl	Mittlerer Druck in at.	Indicirte Arbeit in Pferdest.	Gebremste Arbeit in Pferdest.	Wirkungsgrad $= \frac{\text{gebr. Arbeit}}{\text{ind. Arbeit}}$	Grösster Druck in at.	Kleinster Druck in at.	Temperatur des abfliessenden Kühlwassers
1 Pferdest.	106	0,516	2,37	1,31	0,55	1,903	1,054	41° C.
2 „	89	0,557	5,42	2,30	0.42	1,984	0,975	43° „
4 „	85	0,649	11,99	5,47	0,46	1,812	0,791	40° „
4 „ (Lederstulp gelockert)	78	0,712	12,06	6.08	0,50	2,075	0,960	43° „

Hier ist nur die Kurve der relativen Volumina verzeichnet; stellen $O v_0$ und $O v_{12}$ das Maximum bezw. Minimum des eingeschlossenen Luftvolumens, bezogen auf den Kolbenquerschnitt, dar, so ist $v_0 - v_{12}$ gleich

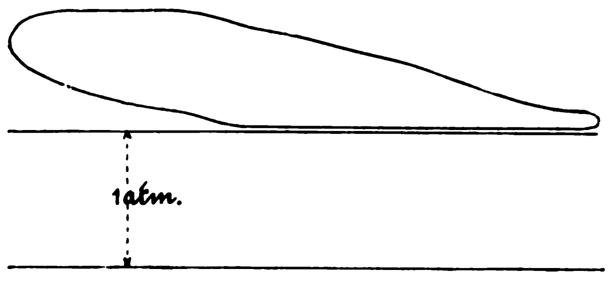


Fig. 96. $^{9}/_{10}$ nat. Gr.

dem Kolbenhube. Ueber letzterer Strecke wurde der Kurbelkreis verzeichnet. Weiter wurde das stark ausgezogene Diagramm eingetragen und zwar nach Massgabe des erhaltenen Indikatordiagramms (Fig. 96) (wobei die Diagrammlänge auf $v_{12}\ v_0$ zu bringen und der Federmassstab zu berücksichtigen war). Aus diesem umgezeichneten Indikatordiagramm wird nun der Werth von tg α abgeleitet. Zieht man durch Punkt 12 eine Parallele zur Abscissenaxe, so schneidet diese das Diagramm ein zweites Mal im Punkte P; beide Punkte weisen also dieselbe Spannung auf. Zieht man durch P ein Loth, so trifft dies den Kurbelkreis in P′ und bezeichnet die zugehörige Kurbelstellung. Durch den Schnittpunkt Q von P′P mit der Axe ziehe man unter 45° bis zum Schnittpunkte P_1 mit der Volumenkurve und erhält in P_1 den zugehörigen Punkt der letzteren. Nach dem früher Gesagten erhellt ohne weiteres, dass zwei Punkte der Kurve der relativen Volumina, denen gleiche Spannungen entsprechen, auf einer und derselben gegen die Axe unter dem Winkel α geneigten Geraden liegen müssen oder, auf vorliegenden Fall angewendet, dass die Gerade durch P_1 und Punkt 12 der Volumenkurve mit O Q den Winkel α ein-

schliesst. Statt der Punkte 12 und P kann man auch zwei beliebige andere wählen, nur dürfen hierzu Punkte höchster oder niedrigster Spannung nicht genommen werden, da erstere unter dem theoretischen (wegen der Durchlässigkeit des Heiztopfs) und letztere über dem theoretischen Werthe (Ansaugen von Luft durch den Lederstulp bei Spannungen unter 1 at) liegen werden.

Die erhaltenen Werthe von α sind neben anderen Grössen in folgender Tabelle zusammengestellt.

Grösse der Maschine	Kolbenfläche F in qm	k_0	h_0	tg α	p_0 in at.	T_2 (bei Annahme von 100° im Kühlraume)	Luftgewicht G in kg
1 Pferdest.	0,1087	0,1935	0,2085	2,20	1,00	373	0,02965
2 „	0,2165	0,3000	0,2530	2,25	1,00	373	0,08450
4 „	0,3632	0,3500	0,3060	3,30*)	0,95	373	0,14456

Die Spannung p_{12} wurde, aus dem wirklichen Indikatordiagramm entnommen, im Punkte r aufgetragen und damit die Hyperbel R gezeichnet. Nunmehr lässt sich nach Früherem das theoretische Indikatordiagramm entwerfen. Die so ermittelten Pressungen weisen mit den dem Indikatordiagramm entnommenen Werthe eine vortreffliche Uebereinstimmung auf, bis auf die grössten und kleinsten Werthe, welche abweichen. Der letztere Umstand erklärt sich aus der erwähnten Durchlässigkeit des Feuertopfes und dem andererseits veranlassten Ansaugen von Luft.

Um nun weiter Wärmeberechnungen anstellen zu können, muss zunächst das Luftgewicht G bestimmt werden. Für solche Ermittlungen wird richtiger das theoretische Arbeitsdiagramm zu Grunde gelegt. Für die Kurbelstellung 0 ist

$$G = F\left(k_0 + \frac{h_0}{\operatorname{tg}\alpha}\right)\frac{p_0}{R T_2} \qquad 136)$$

und hiermit sind die Werthe berechnet worden.

An den Temperaturänderungen betheiligt sich nun nicht das ganze Luftgewicht G, denn die in den schädlichen Räumen des heissen bezw. kalten Raums enthaltene Luft erhält ihre Temperatur auf gleicher Höhe. Das gesammte Luftgewicht spaltet sich somit in zwei Theile, das „wirkende Luftgewicht“ und das „schädliche Luftgewicht“ (working air und cushion

*) Die Maschine war überanstrengt, denn $\operatorname{tg}\alpha = 3{,}30$ ergiebt für den Heizraum eine Temperatur von 950° C.!

air nach Rankine). Das schädliche Luftgewicht berechnet Slaby für den mittleren Druck p_m aus

$$G_s = F\left(k_{min} + \frac{h_{min}}{tg\,\alpha}\right)\frac{10334\,p_m}{R\,T_2} \qquad 137)$$

dann ist

$$G_w = G - G_s \qquad 138)$$

das wirkende Luftgewicht, das bei jedem Hube von T_2 auf T_1 zu erhitzen ist. Die nöthige Wärme berechnet Slaby unter der Voraussetzung, dass diese Temperaturerhöhung bei gleichbleibendem Drucke erfolge. Dann ist

$$Q_1 = G_w\,c_p\,(T_1 - T_2) \qquad 139)$$

Ferner seien für den Hub Q_2 c abzuführen, es werden also in Arbeit umgesetzt $Q_1 - Q_2$ c. Ist P der mittlere nutzbare Arbeitsdruck, so hat man

$$Q_1 - Q_2 = A\,P\,2\,r\,F\,10334 \qquad 140)$$

und damit für das Güteverhältniss der Maschine

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \qquad 141)$$

Wir haben oben kurz auf den s. Z. von Carnot beschriebenen Kreisprocess hingewiesen und erwähnt, dass derselbe zwischen bestimmten Temperaturgrenzen unter allen möglichen Processen den grössten Wirkungsgrad ergiebt. Dieser Process wird bekanntlich aus 2 Isothermen und 2 Adiabaten gebildet (Fig. 97); sein Wirkungsgrad

$$\eta_c = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \qquad 142)$$

hängt nur vom Temperaturverhältniss ab. Mit Gl. 131 wäre auch

$$\eta_c = 1 - \frac{1}{tg\,\alpha} = \frac{tg\,\alpha - 1}{tg\,\alpha} \qquad 143)$$

In der folgenden Tabelle sind alle hierauf bezüglichen Grössen mitgetheilt und ist in der letzten Spalte noch das Verhältniss $\eta : \eta_c$ angegeben.

Maschinen-grösse	p_m	G_s	G_n	$T_1 - T_2$	Q_1	$Q_1 - Q_2$	Q_2	η	η_c	$\eta : \eta_c$
1 Pferdest.	1,577	0,00912	0,02053	447,6	2,1829	0,2675	1,9154	0,12	0,545	22°
2 „	1,552	0,03024	0,05426	466	6,0052	0,6404	5,3648	0,10	0,556	18°
4 „	1,823	0,05953	0,08503	858	17,327	1,894	15,433	0,11	0,697	16°

Hieraus ist sofort ersichtlich, dass die einpferdige Maschine den höchsten Werth von $\frac{\eta}{\eta_c}$ aufweist, also die beste ist. Immerhin nutzt sie von dem nach Carnot's Process Erreichbaren nur 22% aus und es drängt sich die Frage auf, ob kein Mittel zur Verbesserung vorhanden ist. Diese Frage kann bejaht werden; zur gründlichen Beantwortung derselben ist es aber erforderlich, zunächst eingehender zu betrachten

Die Regeneratoren der Heissluftmaschinen. Diese Vorkehrungen, welche bezwecken, der zu kühlenden Luft Wärme zu entziehen,

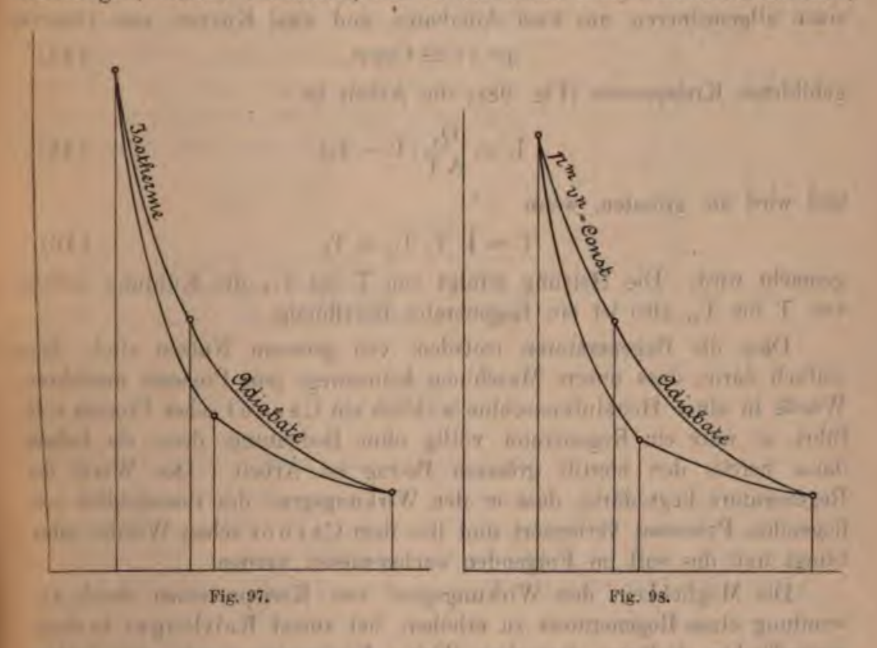


Fig. 97. Fig. 98.

aufzuspeichern und dieselbe während des Abschnittes der Erwärmung wieder zuzuführen, sind, wie oben erwähnt wurde, beinahe ebenso alt wie die Luftmaschine selbst. Sie bestehen aus Metallschnitzeln, Drahtgeflecht oder dünnen gusseisernen Platten, kurz aus metallischen Körpern von sehr bedeutender Oberfläche, durch welche die Luft ohne zu grosse Hindernisse hindurchströmt. Dass solche Vorrichtungen sehr leicht verschmutzen, liegt auf der Hand, doch ist ihr Nutzen so bedeutend, dass der Praxis immer wieder die Aufgabe gestellt werden muss, die Schwierigkeiten zu bekämpfen.

Die Frage nach dem Nutzen der Regeneratoren ist schon zu Stirling's Zeiten lebhaft besprochen worden, ohne dass man recht in's Klare kam (Minutes Inst. C. E. IV und XII); Rankine erst gab eine wissenschaft-

liche Darlegung (On air engines. Edinb. Phil. Journ. 1855). Dennoch gelangten die Vorrichtungen zu keinem rechten Ansehen, besonders seit Hirn (Théorie mécanique de la chaleur. 1876. I. 2. S. 109) schrieb: „On ne peut donc point se servir de la chaleur du gaz sortant du cylindre moteur pour échauffer celui qui entre au générateur" und Zeuner (Mech. Wärmetheorie S. 212) ihm beipflichtete. Die Aussprüche sind völlig richtig; bei Carnot's Process (Fig. 97) erfolgt alle Wärmezufuhr bei der höchsten, alle Entziehung bei der niedrigsten Temperatur, mithin kann die Einschaltung eines Regenerators keinen Erfolg haben. Zeuner betrachtet einen allgemeineren, aus zwei Adiabaten und zwei Kurven vom Gesetze

$$p^m v^n = \text{Const.} \qquad 144)$$

gebildeten Kreisprocess (Fig. 98); die Arbeit ist

$$L = \frac{Q_1}{A\,T}(T - T_2) \qquad 145)$$

und wird am grössten, wenn

$$T = \sqrt{T_1\,T_2} = T_3 \qquad 146)$$

gemacht wird. Die Heizung erfolgt von T bis T_1, die Kühlung erfolgt von T bis T_2, also ist ein Regenerator überflüssig.

Dass die Regeneratoren trotzdem von grossem Nutzen sind, liegt einfach darin, dass unsere Maschinen keineswegs jene Processe ausführen. Würde in einer Heissluftmaschine wirklich ein Carnot'scher Process vollführt, so wäre ein Regenerator völlig ohne Bedeutung, denn sie lieferte dann bereits den hierfür grössten Betrag an Arbeit. Der Werth des Regenerators liegt darin, dass er den Wirkungsgrad des thatsächlich vorliegenden Processes verbessert und ihn dem Carnot'schen Werthe näher bringt und das soll im Folgenden nachgewiesen werden.

Die Möglichkeit, den Wirkungsgrad von Kreisprocessen durch Anwendung eines Regenerators zu erhöhen, hat zuerst Reitlinger in einem vortrefflichen Aufsatze dargethan (Ueber Kreisprocesse mit zwei isothermischen Kurven. Zeitschr. d. österr. Ing. Ver. 1873). Ich begnüge mich jedoch mit dem Hinweise auf diese Arbeit, erstens weil lediglich theoretische Processe daselbst in Untersuchung gezogen sind, und zweitens, weil wir eine Art der Untersuchung besitzen, welche die vorliegende Frage viel klarer darzulegen geeignet ist und weiterhin gestattet, jeden beliebigen durch ein Indikatordiagramm gegebenen Process genau zu verfolgen und die durch Einfügung eines Regenerators herbeigeführte Verbesserung ziffermässig zu ermitteln. Diese Untersuchungsweise hat Schröter durch einen sehr gründlichen Aufsatz der deutschen Leserwelt bekannt gemacht (Ueber die Anwendung von Regeneratoren bei Heissluftmaschinen. Zeitschr. d. Ver. der Ing. 1883 S. 449); die Ergebnisse einer diesbezüglichen Untersuchung einer Rider'schen Maschine habe ich in derselben Zeitschrift

886 S. 641) veröffentlicht. Später hat auch Zeuner (Techn. Thermodynamik Bd. I. S. 297) die Frage eingehend studirt.

Wie Schröter anführt, stammt die von ihm erwähnte Art der Behnung von Belpaire (Bulletins de l'acad. roy. de Belgique 1872 . 34. S. 509); wir wollen dieselbe nunmehr kurz erläutern. Bei Beachtung der Kreisprocesse spielt ein Ausdruck ne wesentliche Rolle, welcher aus dem Verltnisse aus einer zu- oder abgeführten Wärmeenge Q und der dabei herrschenden Temperar T gebildet wird und welchen Zeuner Wärmegewicht" genannt hat. Es wird nachewiesen, dass für einen geschlossenen umehrbaren Kreisprocess die Summe aller dieser Verthe gleich Null sein müsse, d. h.

$$\Sigma \frac{Q}{T} = 0 \qquad 147)$$

der in Worten, dass die Summe der gelieferten leich der Summe der abgelieferten Wärmeewichte ist. Geht man zum Differential über, o ist

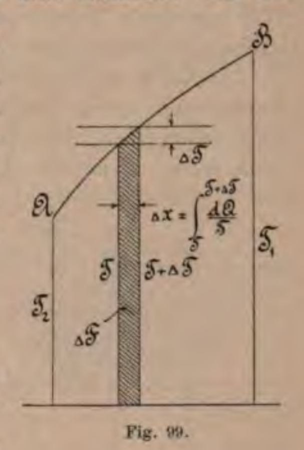


Fig. 99.

$$P = \int \frac{dQ}{T} = 0 \qquad 148)$$

ür den geschlossenen umkehrbaren Kreisprocess.

Belpaire verwendet nun ein Diagramm, das als Ordinaten die absoluten) Temperaturen T und als Abscissen die Wärmegewichte hat. Ein Körper ändere unter Wärmeaufnahme seinen Zustand und gelange dabei von einer Temperatur T_2 auf eine Temperatur T_1 (Fig. 99). Aendert sich die Temperatur von T auf $T + \triangle T$, so entspricht dem Vorgange im Diagramm eine Zunahme der Abscisse um

$$\triangle x = \int_{T}^{T+\Delta T} \frac{dQ}{T} \qquad 149)$$

Die Wärmezufuhr sei hierbei $\triangle Q$. Der schraffirte Streifen des Diagramms hat einen Inhalt

$$\triangle F = T \,.\, \triangle x = \int_{T}^{T+\Delta T} \frac{dQ}{T} \,.\, T = \int_{T}^{T+\Delta T} d\,Q = \triangle Q \qquad 150)$$

d. h. er ist ohne weiteres ein Maass für die bei der Temperaturänderung von T auf $T + \triangle T$ zuzuführende Wärmemenge. Legt der Körper also

den ganzen Weg A B zurück so wird die ihm hierbei zuzuführende Wärme Q durch die von der Kurve A B, den Endordinaten und der Abscissenaxe eingeschlossene Fläche gemessen.

Lässt man den Körper umgekehrt den Weg B A durchlaufen, so ist Q negativ und man erkennt sofort, dass positive (einer Zufuhr entsprechende) Wärmegewichte durch positive (im Sinne von links nach rechts durchlaufene) Strecken gemessen werden und umgekehrt.

Denkt man sich weiterhin einen beliebigen geschlossenen umkehrbaren Kreisprocess durch Belpaire's Diagramm abgebildet (Fig. 100), so ist sofort einzusehen, dass die Diagrammkurve eine geschlossene sein muss, denn erstens kehrt der Körper in seinen Anfangszustand zurück, d. h. die Temperatur wird wieder die anfängliche und zweitens ist die Summe der Wärmegewichte gleich Null, mithin sind die Endcoordinaten die gleichen wie die Anfangscoordinaten. Die unter dem Kurvenstück A B C gelegene Fläche (gemessen bis zur Axe) stellt die auf A C zuzuführende Wärmemenge Q_1 dar; der der unter C D A gelegenen Fläche entsprechende Wärmewerth Q_2 ist abzuführen. Der Unterschied $Q_1 - Q_2$ misst bekanntlich die in äussere Arbeit umgesetzte Wärme, d. h. im Hinblick auf Fig. 100: Der Inhalt der Fläche A B C D A ist das Wärmeäquivalent der bei dem Processe geleisteten äusseren Arbeit.

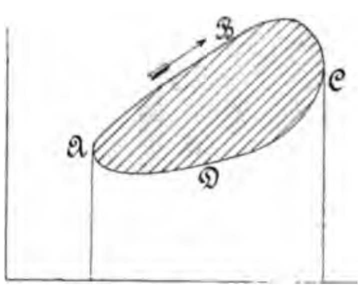


Fig. 100.

Aus dem Gesagten erkennen wir, dass wir im Belpaire'schen Diagramm eine höchst bemerkenswerthe und brauchbare, heute auch allgemein verwerthete Vervollständigung des Indikatordiagramms besitzen. Beide Diagramme messen in dem von der Kurve umschlossenen Flächenstücke die geleistete Arbeit; das eine lässt den Zusammenhang zwischen Druck und Volumen erkennen, das andere stellt die Veränderungen der Temperatur und die auftretenden Wärmemengen dar. Namentlich der letzte Punkt ist von Bedeutung, denn die Wärmeveränderungen sind aus Indikatordiagrammen nur schwer und umständlich zu ermitteln.

Die beiden wesentlichen Zustandsänderungen der Gase, die adiabatische und die isothermische, erscheinen im Belpaire'schen oder Wärmegewichts-Diagramm („Abbildung" nach Zeuner) überraschend einfach. Denn ist $d Q = 0$, so ist auch

$$\frac{d Q}{T} = 0 \qquad 151)$$

d. h. die Adiabate erscheint als eine Gerade parallel zur Ordinatenaxe; ist aber $T = \text{Const.}$ (Isotherme), so liegt eine Parallele zur Abscissenaxe

or. Hiernach bildet sich der Carnot'sche Kreisprocess, der aus 2 diabaten und 2 Isothermen zusammengesetzt ist, einfach durch ein echteck ab. Den Wirkungsgrad dieses Processes kann man sofort is der Zeichnung ablesen. Bekanntlich ist allgemein

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \qquad 152)$$

nd da bei Carnot's Process die Wärmemengen durch Rechtecke von eicher Grundlinie gemessen werden, auch sofort

$$\eta_c = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \qquad 153)$$

Ein Regenerator hat nun die Aufgabe, von der abzuführenden Wärme $_2$ möglichst viel aufzuspeichern, um diesen etrag bei der folgenden Wiedererhitzung itzbringend zu verwerthen. Da die Wärme cht von selbst von einem kälteren auf einen ärmeren Körper übergeht, so folgt sofort, iss das Aufspeichern der Wärme im Renerator, sowie die Wiedergabe derselben ährend desselben Temperaturunterschiedes folgen müssen und weiter, dass für Carnot's rocess ein Regenerator völlig überflüssig ist.

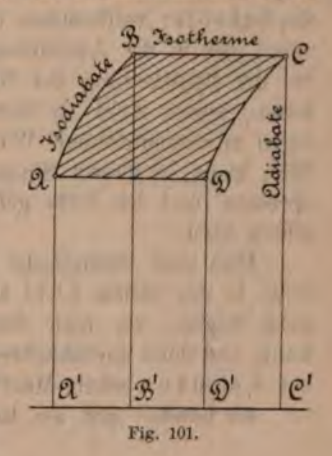


Fig. 101.

Carnot's Process liefert bekanntlich den rössten Werth des Wirkungsgrades (zwischen estimmten Temperaturen T_1 und T_2); es lässt ich aber zeigen, dass minderwerthige Processe durch Einschaltung eines Regenerators wesentlich verbessert, ja dass dadurch ihr Wirkungsgrad dem des Carnot'schen Processes gleich gemacht werden kann. Denkt man sich an Stelle der Adiabaten zwei isodiabatische Kurven (Rankine) eingeführt, d. h. zwei Kurven von der Eigenschaft, dass die Beträge $d\,Q_1$ und $d\,Q_2$ der Wärmezu- bezw. abfuhr in der Beziehung

$$\frac{d\,Q_1}{T} = \frac{d\,Q_2}{T} \qquad 154)$$

stehen, d. h. also bei derselben Temperatur einander gleich sind, so ist dieser Process (Fig. 101) geringwerthiger als der Carnot'sche, erreicht aber den grössten Werth, sobald man einen vollkommenen Regenerator beifügt. Der Wirkungsgrad dieses Processes wäre nämlich

$$\eta = \frac{ABCD}{A'ABB' + B'BCC'} \qquad 155)$$

Hierbei ist aber der Nenner um A'ABB' grösser als bei Carnot, η also kleiner. Wegen Gl. 151 ist aber bei isodiabatischen Kurven

$$A'ABB' = D'DCC'. \qquad 156)$$

Beide Wärmebeträge liegen zwischen den gleichen Temperaturen T_1 und T_2 und daher ist es möglich, von der abzuführenden Wärme $D'DCC' + A'ADD'$ einen Theil, nämlich $D'DCC'$, im Regenerator aufzubewahren und damit die Zufuhr auf dem Wege AB zu bestreiten. Dadurch wird die Wärmemenge $A'ABB'$ in diesem Sinne zu Null, d. h. sie braucht nicht bei jedem Spiele von aussen frisch zugeführt zu werden, und der Wirkungsgrad (freilich unter einer geringen Aenderung der Bedeutung desselben) wird gleich dem des Carnot'schen Processes.

Wirkt der Regenerator so, wie eben angeführt, d. h. sind die den Kurven AB und CD zugehörigen Wärmemengen gleich und nimmt der Regenerator alle Wärme auf und giebt sie vollständig wieder ab, so nennt ihn Schröter vollkommen (a. a. O. S. 454). Ich ziehe vor, ersteren Umstand, der in der Anordnung der Heiz- und Kühleinrichtungen liegt und bei der Beurtheilung der Güte des Regenerators nicht in Frage kommen kann, ausser Acht zu lassen und nenne den Regenerator vollkommen, wenn er alle entziehbare Wärme aufnimmt und vollkommen wieder abgiebt. Man kann in diesem Sinne von einem Wirkungsgrade des Regenerators sprechen und ich habe gefunden, dass sich derselbe auf etwa 0,6 beziffern lässt.

Dies sind theoretische Betrachtungen, die das Wesen der Regeneratoren in das hellste Licht zu stellen geeignet sind. Wir wollen zunächst noch zeigen, wie man das Diagramm der Wärmegewichte verzeichnen kann und dann zurückkehren zum Ausgangspunkte unserer Betrachtungen, zur Lehmann'schen Maschine.

Es handelt sich um Ermittelung der Werthe (Gl. 148)

$$dP = \frac{dQ}{T} \qquad 157)$$

für ein beliebiges vorliegendes Indikatordiagramm. Man kann so vorgehen, dass man sich letzteres in Streifen zerlegt und annimmt, dass jedes einem solchen Streifen zugehörige Kurvenstück das Gesetz

$$p\,v^n = \text{Const.} \qquad 158)$$

befolge. Für dieses Gesetz ist die specifische Wärme (Zeuner, a. a. O. S. 145)

$$\lambda = \frac{n - \varkappa}{n - 1} c_v \qquad 159)$$

also

$$dQ = \lambda\, dT. \qquad 160)$$

Damit fände sich für dP der Werth

$$dP = \frac{\lambda\, dT}{T} \text{ oder integrirt } P = \lambda \operatorname{logn} T \qquad 161)$$

r jeden Streifen muss also zunächst n ermittelt werden; es ist

$$\operatorname{logn} p + n \operatorname{logn} v = \text{Const.} \qquad 162)$$

· ein kleines Stück 1—2

$$n = \frac{\operatorname{logn} p_1 - \operatorname{logn} p_2}{\operatorname{logn} v_2 - \operatorname{logn} v_1} \qquad 163)$$

nit kann man λ berechnen.

n kann aber kürzer zum Ziele kommen, wenn man beachtet, dass r, Techn. Therm. I. S. 127) für Gase auch gilt

$$d Q = c_v d T + A p d v \qquad 164)$$

s der Zustandsgleichung der Gase

$$p v = R T \qquad 165)$$

$$d T = \frac{1}{R}(p d v + v d p) \qquad 166)$$

ıutzt man dies in Gl. 164 und schreibt statt p den Werth $\frac{RT}{v}$,

$$d Q = c_v (p d v + v d p) \frac{1}{R} + A R T \frac{d v}{v} \qquad 167)$$

$$= c_v \frac{p d v + v d p}{p v} T + c_v (\varkappa - 1) T \frac{d v}{v}$$

$$= \left[c_v \left(\frac{d v}{v} + \frac{d v}{p}\right) + c_v (\varkappa - 1) \frac{d v}{v}\right] T$$

$$d Q = \left(c_v \frac{d p}{p} + \varkappa c_v \frac{d v}{v}\right) T \qquad 168)$$

ıit

$$d P = c_v \left(\frac{d p}{p} + \varkappa \frac{d v}{v}\right) \qquad 169)$$

egrirt

$$P = c_v (\operatorname{logn} p + \varkappa \operatorname{logn} v) \qquad 170)$$

$$P = c_v \operatorname{logn} p v^\varkappa \qquad 171)$$

se einfache Gleichung giebt den Zusammenhang zwischen P und ı Indikatordiagramm entnommenen Grössen und zwar für 1 kg Man theilt die Indikatorkurve in eine genügende Anzahl Streifen echnet für jedes Stück den Werth von P; zur Probe dient dann

Gl. 147, die besagt, dass die Summe der P-Werthe zu Null werden muss, sobald man einen geschlossenen, umkehrbaren Kreisprocess vor sich hat.

Eine Betrachtung mag noch angestellt werden, um dem Irrthume zu begegnen, als könne irgend ein Kreisprocess durch Einschaltung eines Regenerators dem Carnot'schen Processe völlig gleichwerthig gemacht werden. In Fig. 102 ist ein Carnot'scher Process ABCD gezeichnet und ausserdem ein anderer zwischen denselben Temperaturgrenzen AGCH. Die Wirkungsgrade beider seien η bezw. η'. Dann ist

$$\eta = \frac{ABCD}{EBCF} \tag{172}$$

und

$$\eta' = \frac{AGCH}{EAGCF} = \frac{ABCD - ABCG - AHCD}{EBCF - ABCG} \tag{173}$$

d. h. ohne weiteres

$$\eta' < \eta. \tag{174}$$

Dem Processe AGCH werde nun ein vollkommener Regenerator beigefügt; dann ändert sich der Wirkungsgrad um in

$$\eta'_r = \frac{AGCH}{EAGCF - EAHCF} = \frac{AGCH}{AGCH} = 1. \tag{175}$$

Seien die Temperaturen z. B. $T_1 = 600$ und $T_2 = 400$, so wäre

$$\eta = 1 = \frac{T_2}{T_1} = 0{,}333, \text{ dagegen } \eta'_r = 1 \tag{176}$$

Wir sehen also scheinbar das Unmögliche erreicht, dass ein Kreisprocess den Wirkungsgrad 1 ergiebt; Bedingung dafür ist, dass die Zufuhr und Abfuhr der Wärme zwischen denselben Temperaturgrenzen erfolge. Es darf aber nicht vergessen werden, dass dies Ergebniss nur möglich geworden ist durch eine gewisse Verschiebung der Erklärung des Wirkungsgrades (diesen Punkt übergeht Schröter in der angezogenen Abhandlung). Im allgemeinen versteht man unter dem Wirkungsgrade eines Processes das Verhältniss der in äusserer Arbeit umgesetzten Wärme zu dem gesammten Betrage der zugeführten Wärme, gleichgiltig, woher letztere stammt; in diesem Sinne ist der Wirkungsgrad des Carnot'schen Processes von dem eines anderen, zwischen denselben Temperaturgrenzen gelegenen und mit Regenerator arbeitenden Processe nicht erreichbar. Fasst man dagegen den Wirkungsgrad als das Verhältniss des Wärmeäquivalents der geleisteten äusseren Arbeit zu der Wärme auf, welche bei jedem Spiele von aussen, d. h. von der Heizstelle zu liefern ist, so ist ersichtlich, dass es bei sehr vielen Processen denkbar ist, durch Regeneratoren ihren Wirkungsgrad bis auf den des Carnot'schen Processes oder noch weiter zu erhöhen. Letztere Auffassung erscheint annehmbar, da sie die Betriebskosten, bezw. deren Herabminderung durch Regeneratoren berücksichtigt.

Nun ist aber nicht zu vergessen, dass die besprochene Erhöhung des Wirkungsgrades das Ergebniss an äusserer Arbeit keineswegs immer verbessert. Die für jedes Spiel von aussen zugeführte Wärme wird völlig in äussere Arbeit umgesetzt, wenn der Regenerator vollkommen wirkt; der Betrag der äusseren Arbeit liegt zwischen ABCD und Null. Es sind freilich auch Processe denkbar, die dasselbe η wie Carnot und dieselbe äussere Arbeit ergeben, wie der Process JBCK in Fig. 103; die Kurven JB und KC sind kongruent vorausgesetzt. Wegen LJBE = MKCF sind η und die äussere Arbeit JBCK bei Anwendung eines Regenerators dieselben, wie beim Carnot'schen Processe ABCD. Isothermen und Adiabaten treten aber bei den in Maschinen vollführten Processen fast nie auf, weshalb letztere Betrachtung weniger Werth hat.

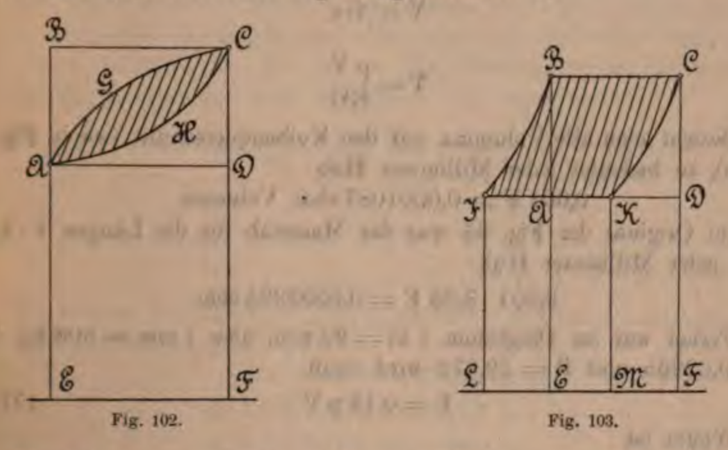


Fig. 102. Fig. 103.

Wir kehren nun zurück zu der von Slaby untersuchten Lehmann'schen Maschine. Das Diagramm der Volumina und Pressungen ist in Fig. 96 gegeben und ihm entnehmen wir die zur Bestimmung des Wärmediagramms erforderlichen Werthe. Die ganze Untersuchung wird freilich nur ermöglicht, wenn man annimmt, dass man es mit einer gleichförmigen Luftmasse zu thun hat, d. h. nicht nur der Druck p durchweg derselbe sei, sondern auch die Temperatur T und das specifische Volumen v überall dieselben Werthe besitzen. Dies ist thatsächlich nicht der Fall, sondern die Luft ist theils heiss, theils kalt, theils im Uebergange begriffen; man wird daher eine solche Untersuchung mehr als Durchschnittsrechnung betrachten müssen. Eine eingehendere Prüfung der Verhältnisse erscheint nicht möglich, um so mehr, als im Hinblicke auf die geringe Leitungsfähigkeit der Luft für Wärme keineswegs darauf zu rechnen ist dass im heissen bezw. kalten Raume wirklich durchweg die höchste bezw. niedrigste Temperatur herrsche und dass daher im Durchschnitte die Temperaturveränderung eine kleinere ist, als angenommen wird.

Slaby ermittelte (siehe die Tabellen auf S. 101 und 102) unter Annahme von $T_2 = 373^0$

$$T_1 - T_2 = 447{,}6^0 \text{ also } T_1 = 820{,}6^0$$
$$tg\alpha = 2{,}20$$
$$G = 0{,}02965 \text{ kg und}$$
$$\text{Kolbenquerschnitt } F = 0{,}10869 \text{ qm}$$

Wir berechnen nun zunächst die Temperatur T und zwar nach

$$pv = RT$$

d. h. wir erhalten die Mittelwerthe, welche 0,02965 kg Luft bei den dem Diagramm entnommenen Werthen von p und V aufweisen würden, wenn der Zustand der Luft überall der gleiche wäre. Wegen

$$V = Gv$$

wird

$$T = \frac{pV}{RG}$$

Bezieht man alle Volumina auf den Kolbenquerschnitt (wie in Fig. 95 gethan), so bedeutet jeder Millimeter Hub

$$0{,}001\,F = 0{,}0001087 \text{ cbm Volumen.}$$

Im Original der Fig. 95 war der Massstab für die Längen 1 : 3,03, daher jeder Millimeter Hub

$$0{,}001 \,.\, 3{,}03\,F = 0{,}0003293 \text{ cbm}$$

Ferner war im Diagramm 1 at = 20 mm, also 1 mm = 500 kg. Mit G = 0,02965 und R = 29,272 wird dann

$$T = 0{,}19\,pV \qquad 177)$$

Weiter ist

$$\int \frac{dQ}{T} = Gc_v (\text{logn}\, p + \varkappa \,\text{logn}\, v) = 0{,}005 (\text{logn}\, p + \varkappa\, \text{logn}\, v) \qquad 178)$$

Mittels der beiden eben hingeschriebenen Gleichungen kann alles zum Diagramm Erforderliche berechnet werden. Z. B. wurde dem Indikatordiagramm (Fig. 95) entnommen

Punkt 13.	p = 36,0 mm	V = 76,1 mm
Punkt 14.	p = 37,3 mm	V = 79,4 mm

Damit berechnet sich

$$T_{13} = 0{,}19 \,.\, 36{,}0 \,.\, 76{,}1 = 521^0$$
$$T_{14} = 0{,}19 \,.\, 37{,}3 \,.\, 79{,}4 = 563^0.$$

Bezüglich des Wärmegewichts

$$\int_{13}^{14} \frac{dQ}{T} = 0{,}005 \left(\text{logn}\frac{p_{14}}{p_{13}} + \varkappa\, \text{logn}\frac{V_{14}}{V_{13}}\right)$$

nerken, dass man nicht erst die Berechnung der specifischen v auszuführen braucht, da nur Verhältnisswerthe vorkommen. sich

$$\int_{13}^{14} \frac{dQ}{T} = 0{,}000473 \qquad 179)$$

Einheit für diese Werthe wurde 100000 mm genommen, so dass berechnete Werth mit 47,3 mm im Diagramm einzutragen war. Temperaturen wurde $1^0 = 1$ mm gesetzt und zwar nur auf- $= T - 273$.

em so erhaltenen Diagramme der Wärmegewichte wurden alle Flächenbestimmungen vorgenommen; in Fig. 104 ist das Dia- rkleinert wiedergegeben. Man hat zunächst sofort eine Probe, bedenkt, dass die Summe der Wärmegewichte für einen ge- n Kreisprocess Null sein muss. Es ergab sich

$$\Sigma\left(-\int \frac{dQ}{T}\right) = 0{,}003079 \qquad 180)$$

$$\Sigma\left(+\int \frac{dQ}{T}\right) = 0{,}003076 \qquad 181)$$

Unterschied $= 0{,}000003 = 1^0/_{00}$.

ls des Amsler'schen Polarplanimeters wurden die massgebenden estimmt zu

$$\left.\begin{array}{l} ABECDFA = 22393 \text{ qmm} \\ A'ABECC'A' = 83799 \text{ „} \\ A'AFDCC'A' = 61406 \text{ „} \end{array}\right\} \qquad 182)$$

Punkte D und B sind die Schnittpunkte der durch A und C Horizontalen mit der Kurve. Es ist sofort ersichtlich, dass nur bis D entzogene Wärme aufgespeichert und auf dem Wege ringend verwerthet werden kann, da AB und CD zwischen Temperaturgrenzen liegen. Es fand sich

$$\left.\begin{array}{l} A'ABB'A' = 67428 \text{ qmm} \\ D'DCC'D' = 57336 \text{ „} \end{array}\right\} \qquad 183)$$

Einheit für die Wärmegewichte war 100000 mm angenommen r die Temperaturen 1 mm. Dividirt man daher die gemessenen durch 1 . 100000, so erhält man Wärmeeinheiten. Dabei ist berücksichtigen, dass alle Flächen noch um 273 mm unter die en. Es ergab sich

$$\left.\begin{array}{l} A'C' = 307{,}9 \text{ mm} \\ A'B' = 265{,}5 \text{ „} \\ D'C' = 272{,}5 \text{ „} \end{array}\right\} \qquad 184)$$

des Belpaire-Diagrammes prüfen. Von Punkt 12 bis Punkt 16 verläuft die Kurve nahezu geradlinig; der Mittelwerth der specifischen Wärme für dieses Stück ermittelt sich einfach. Die unter 12—16 belegene Fläche misst 103132 qmm = 1,031 c; es ist $T_{16} = 642$ und $T_{12} = 479$, mithin aus

$$Q = c\,G\,(T_{16} - T_{12}) \qquad 192)$$

wird

$$c = \frac{Q}{G\,(T_{16} - T_{12})} = \frac{1,031}{0,02965\,.\,163} = 0,2133 \qquad 193)$$

d. h. kleiner als $c_p = 1,41\,.\,c_v = 0,2375$.

Nach meiner Darstellung weist also der Lehmann'sche Process einen Wirkungsgrad von 0,133 auf, d. h. nur

$$\frac{0,133}{0,428} = 31\,\% \qquad 194)$$

des Carnot'schen Werthes.

Der Ausgangspunkt der ganzen Untersuchung war nun die Frage, ob ein Regenerator für diese Maschine zweckmässig sei und diese Frage können wir jetzt beantworten.

Schröter nannte den Regenerator vollkommen, wenn sich die oben ermittelten Werthe von Q_r und Q_r' gleichen; man ersieht hier, dass die in der Maschinenanordnung liegende Ungleichheit mit dem Regenerator nichts zu thun hat. Der Regenerator heisse dann vollkommen, wenn er den Wärmebetrag Q_r aufnimmt und ohne Verlust auf AB wieder abgiebt. Dann wird er η wesentlich erhöhen und zwar auf

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1 - Q_r} = 0,619 \qquad 195)$$

d. h. eine Lehmann'sche Maschine mit vollkommenem Regenerator ergiebt einen besseren Wirkungsgrad als Carnot's Process, wenn man oben erwähnte veränderte Auffassung des Wirkungsgrades beibehält. Nun ist aber nicht zu erwarten, dass der Regenerator vollkommen wirke. Nach meiner in der Zeitschr. d. V. d. Ing. 1886 S. 641 veröffentlichten Untersuchung einer Rider'schen Maschine (siehe später) erscheint es angemessen, den Wirkungsgrad des Regenerators mit 60 % in Rechnung zu stellen und damit würde

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1 - 0,6\,Q_r} = 0,252 \qquad 196)$$

Ein solcher Regenerator würde somit, bei gleicher äusserer Arbeit, den Wirkungsgrad auf das

$$\frac{0,252}{0,133} = 1,89 \text{ fache erhöhen.} \qquad 197)$$

Man darf hiernach behaupten, dass die Lehmann'schen Maschinen durch Einführung eines Regenerators wesentlich gewinnen dürften. Der Vergleich mit den Wärmegewichtsdiagrammen anderer Maschinen lehrt,

dass gerade bei vorliegenden Maschinen die Einführung der Regeneratoren günstiger wirkt, als bei anderen; die Steigerung des Wirkungsgrades durch den vollkommenen Regenerator ist selten eine so bedeutende, wie bei Lehmann's Maschine.

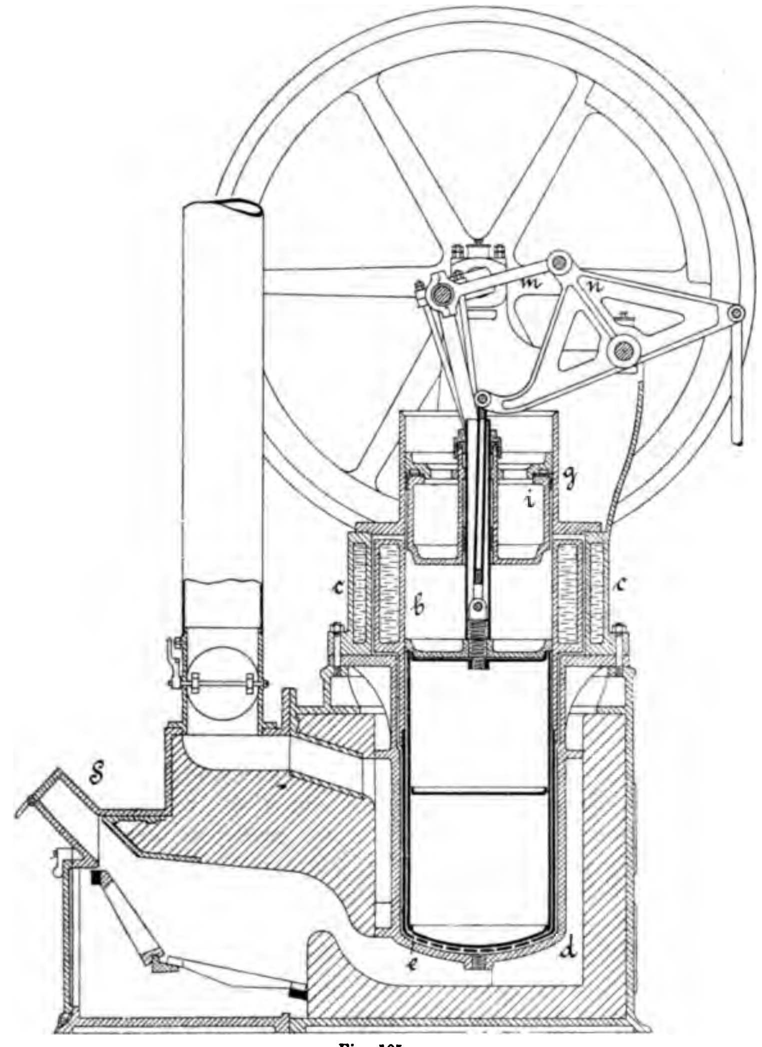


Fig. 105.

Späterhin ist die Einrichtung der Lehmann'schen Maschine nach Massgabe des D. R. P. 16732 verändert worden. Auch scheint die liegende Anordnung aufgegeben zu sein und es wird die Maschine später stehend gebaut, so wie es die Fig. 105 u. 106 zeigen. Die

wesentlichste Abänderung ist die, dass der Verdränger jetzt an der Cylinderwand gleichfalls gedichtet ist. Der Feuertopf d ist in den Ofen eingemauert und wird hier bis zur Rothglut erhitzt. Innen ist in denselben noch ein Blechcylinder, der Glühtopf e eingesetzt, der am Boden durchlöchert ist. Dieser Glühtopf sitzt an einem gusseisernen Cylinder b, der dem mittels eines Ringes gedichteten Verdränger f als Arbeitscylinder dient. Oben ist b mit einem ringförmigen Wassermantel versehen, der von einem zweiten ebensolchen c umschlossen wird. Auf diesen Theilen sitzt endlich der eigentliche Arbeitscylinder g, in dem der Kolben i, mittels Lederstulp

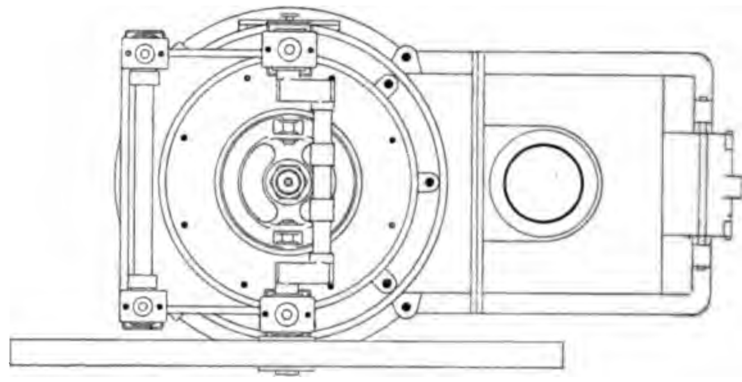


Fig. 106.

gedichtet, sich bewegt. Die Gusstheile d, c, b und g sitzen nun aber nicht dicht aneinander, sondern lassen zwischen sich enge Ringräume frei, die von der Arbeitsluft durchstrichen werden. Wie die Abbildungen erläutern, geht also die Luft vom Arbeitscylinder nach der Heizstelle den folgenden Weg: Ringraum zwischen g und b, zwischen b und c, zwischen b und d, zwischen d und e und durch die Oeffnungen im Boden von e. Durch diese Anordnung sind die Heiz- und Kühlflächen bedeutend vergrössert, doch sind auch andererseits die der Bewegung der Luft sich entgegen stellenden Widerstände vergrössert, ein Nachtheil, der durch die bessere Heizung und Kühlung aufgewogen werden soll.

Ueber der Maschine liegt die gekröpfte Kurbelwelle. Der Arbeitskolben ist mit zwei Pleuelstangen angehängt; zwischen denselben liegt eine Stange m, die das auf einer Nebenwelle sitzende Kreuz n bewegt. An den unteren Arm des Letzteren ist die Pleuelstange für den Verdränger angehängt, die einfach als ein Rohr gebildet ist. Aussen am Kreuz kann unmittelbar die Pumpenstange angehängt werden, wenn die Maschine zur Wasserförderung dienen soll. Der Verdränger ist nach oben durch ein Rohr verlängert, das im Arbeitskolben mittels Stopfbüchse gedichtet ist; in diesem Rohre schwingt die Verdränger-Pleuelstange.

Die Beschickung des Feuers erfolgt von dem Schüttkasten S aus; der Brennstoff lagert auf zwei verschieden stark geneigten Rostflächen. Die Feuergase umspielen den Feuertopf d und entweichen dann seitlich zum Schornstein.

Die stehende Anordnung der Maschine ist gegenüber der liegenden im Vortheil, da die Verdrängerreibung kleiner wird als bei der liegenden, wenigstens bei gewöhnlichem Zustande der Leitrolle; dagegen verursacht der Dichtungsring des Verdrängers einen neuen Reibungsverlust.

Schöttler hat mit einer solchen Maschine von 370 mm Durchmesser und 180 mm Hub einige Indikator- und Bremsversuche vorgenommen (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1885 S. 935). Es ergab sich, dass die Maschine bei Heizung mit recht schlechter Bitterfelder Braunkohle bei etwa 80 Umdrehungen 1,5 e (an der Bremse) leistete. Dabei musste scharf gefeuert werden, ohne dass jedoch der Heiztopf seine normale Farbe erreichte. Wurde der Braunkohle etwas Steinkohle zugesetzt, so stieg die Leistung bei etwa 90 Umdrehungen auf 1,8 e, das Feuern war bequemer, ohne dass der Heiztopf zu roth wurde. Es war hieraus zu schliessen, dass die Maschine bei gutem Brennstoffe fast 2 e wird leisten können, ohne überanstrengt zu werden; in der That wurde diese Leistung während der Versuche auch für kürzere Zeit erreicht.

Die Diagramme, waren, wie vorauszusehen, denen der liegenden Maschine ganz ähnlich gestaltet, die Spannungen aber wesentlich höher. Während die von Brauer und Slaby (Versuche über Leistung und Brennmaterialbedarf von Kleinmotoren 1879) mitgetheilten Diagramme der einpferdigen Maschine liegender Anordnung höchstens eine Spannung von 0,9 at Ueberdruck zeigen, war hier die höchste Spannung der Diagramme stets wenigstens 1,2 at Ueberdruck. Dieser Unterschied ist wohl nur der wirksameren Heizung im Ringraume zwischen Heiztopf und Cylinder zuzuschreiben. Den mechanischen Wirkungsgrad ergaben die Versuche zu 0,65. Brauer und Slaby fanden ihn bei der liegenden einpferdigen Maschine in einem Falle noch etwas höher, bei einem anderen 10% niedriger, während die grösseren Maschinen kaum 0,5 zeigten.

Die Lehmann'schen Maschinen wurden von der Berlin-Anhaltischen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, Dessau und Berlin, gebaut, als selbstständige Kraftmaschinen und auch als Maschinen für Wasserversorgung einschliesslich der doppeltwirkenden Wasserpumpen (in welchem Falle die Kühlwasserpumpe in Wegfall kam).

Nach dem Lehmann'schen System arbeiten auch die von der Webstuhl- und Maschinenfabrik vormals May & Kühling in Chemnitz gebauten Heisluftmaschinen, welche mit Petroleum- bezw. Gasunterfeuerung versehen sind. Es werden diese Motoren als selbstständige Maschinen oder auch (die grösseren Nummern) mit einer Pumpe kombinirt geliefert. Die Leistungen der verschiedenen Modelle reichen von 1/40 bis 1/2 Pfst.,

die Preise für die Maschinen allein betragen von 160 bis 740 Ma
Die minutlichen Umdrehungszahlen werden zu 300 bis 180, der Petrole
verbrauch pro Pfst. stündlich wird zu 2 bis 1 Liter angegeben.

Die Heissluftmaschine von Rider. Diese Maschine ist ameri

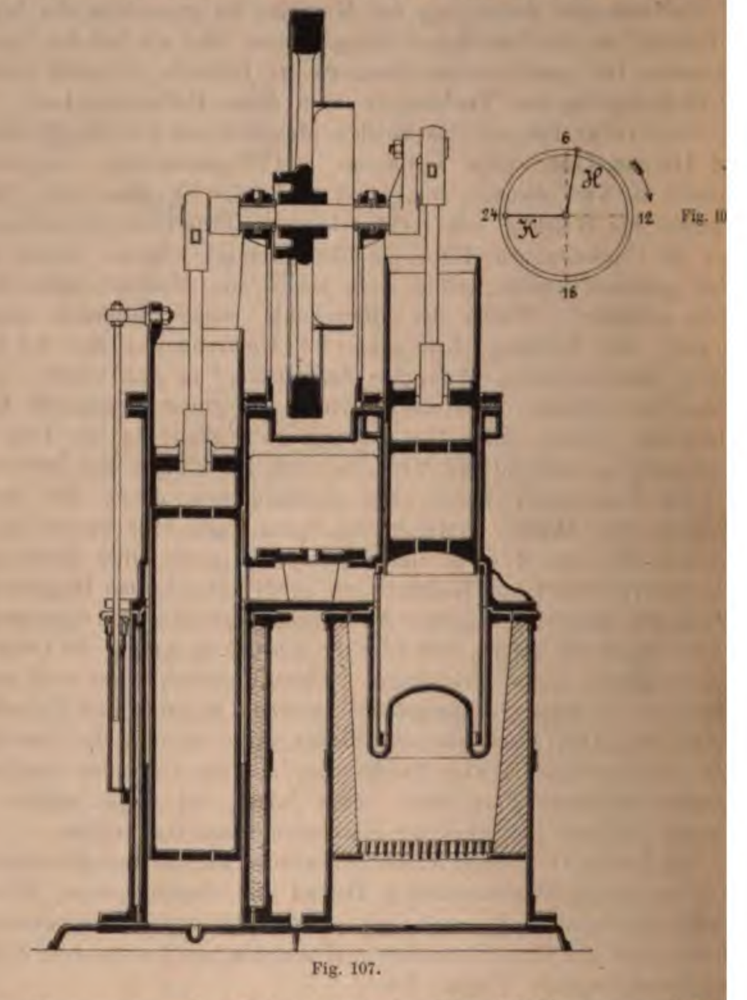


Fig. 107.

nischen Ursprungs und scheint 1876 in Philadelphia zuerst bekan gemacht worden zu sein. Müller-Melchiors berichtet darüber Din Journ. Bd. 222. S. 409. Es ist eine zweicylindrige geschlossene Lu maschine, die in der ursprünglichen Gestalt auch in Deutschland v gebaut worden ist. Der Nachtheil dieser Gattung, dass nämlich schädlichen Räume eine wesentliche Vergrösserung erfahren, haftet a

ihr an. Sie unterscheidet sich von allen andern Maschinen aber dadurch, dass sie einen Regenerator besitzt, der nachweislich vortreffliche Ergebnisse zur Folge hat.

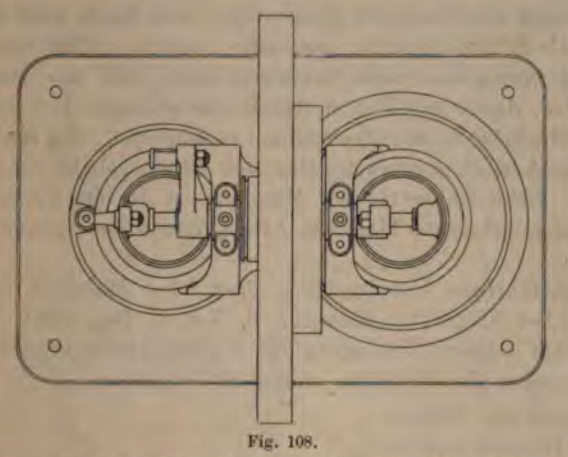


Fig. 108.

Wie Fig. 107 bis 109 zeigen, besitzt die Maschine zwei stehend angeordnete Cylinder, die man Heissluft- bezw. Kaltluftcylinder genannt hat, von denen aber einer ebensogut als Verdrängercylinder bezeichnet werden könnte. Die Arbeitskurbel eilt der Verdrängerkurbel um etwa 70 bis 90° vorauf. Der Verdränger stehe oben, der Arbeitskolben in Hubmitte; beide Kolben gehen nach unten und verdichten (6—12). Von 12 bis 18 ändert sich das Gesammtvolumen wenig, die Luft wird aber vom kalten nach dem heissen Cylinder geschoben, wobei ihre Spannung steigt. Von 18 bis 24 gehen beide Kolben nach oben, die Luft dehnt sich aus und wird zum Theil im kalten Cylinder gekühlt; endlich von 24 bis 6 weitere Ausdehnung und Abkühlung. Dies ist in grossen Zügen die Wirkungsweise der Maschine.



Fig 110.

In dem Verbindungskanal zwischen beiden Cylindern ist ein aus Platten gebildeter Regenerator angebracht, der der zu kühlenden Luft Wärme entzieht und sie umgekehrt wieder abgiebt, welche Vorgänge etwa zwischen 23 und 9, bezw. zwischen 13 und 19 vollzogen werden.

Die Durchmesser der Kolben, die als Taucher gebaut und oben mit Lederstulpen abgedichtet sind, sind gleich, dagegen hat der Arbeitskolben etwas mehr Hub als der Verdränger. Die Anordnung der rohrartigen Pleuelstange zeigt Fig. 110.

Die Maschine hat mancherlei Vorzüge, von denen das sehr einfache Getriebe und das ohne alles Auseinandernehmen mögliche Nachdichten der Kolben besonders erwähnenswerth sind. Den Zweicylindermaschinen ist freilich auch der Nachtheil gemeinsam, dass durch zwei Kolben eben auch zwei Undichtheitsquellen geschaffen werden. Das zum Schmieren der Taucher verwendete steife Schmiermaterial darf nur spärlich aufgetragen werden, damit es nicht in das Innere gelange, dort verbrenne und durch seine Rückstände den Regenerator verschmutze. Am Kaltluftcylinder ist ein Schnarchventil angebracht, das sich öffnet, sobald der Druck unter 1 at sinkt. Beim Stillsetzen der Maschine ist der am Verbindungskanal der Cylinder angebrachte Hahn zu öffnen, damit die Spannung auf 1 at sinke.

Eine ausführliche Untersuchung einer $^2/_3$ e Maschine dieser Bauart hat Schöttler ausgeführt (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1881 S. 633), auf welche wir zur weiteren Darlegung der Wirkungsweise zunächst eingehen. Die Abmessungen der Maschine waren die folgenden:

Durchmesser der Kolben	210 mm
Hub im Heissluftcylinder	292 „
Hub im Kaltluftcylinder	265 „
Länge des schädlichen Raumes im Heissluftcylinder bezogen auf den Cylinderquerschnitt	95 „
Desgl. im Kaltluftcylinder	110 „
Voreilung der Heissluftkurbel	99°.

Nr.	Umdrehungszahl im Mittel	Mittelspannung der Diagramme in at		Indicirte Leistung in Pferdest.		Gesammtleistung in Pferdest.		Wirkungsgrad $\frac{N_e}{N_i}$	Verbrauch an Braunkohlen für h u. e	
		H	K	H	K	indicirt	gebremst		indicirt	gebremst
2a	144,1	0,863	0,418	2,792	1,227	1,57	0,68	0,43	4,8	11,2
2b	131,2	0,870	0,399	2,563	1.067	1,50	0,63	0,42	4,7	11,2
3	139,7	0,861	0,439	2,701	1.250	1,45	0,55	0,38	4,6	12,2

Schöttler führte die Untersuchung nach Slaby's Theorie aus. Die Kurven der Volumina, sowie das erhaltene theoretische Spannungsdiagramm zeigt Fig. 111. Bei derartigen Zweicylindermaschinen kann das Spannungsdiagramm nicht ohne weiteres mit dem Indikatordiagramm verglichen werden, da man an beiden Cylindern zu indiciren und den Unterschied beider Diagramme als indicirte Arbeit zu betrachten hat. Bei eincylindrigen Verdrängermaschinen giebt das Kolbendiagramm des Arbeitskolbens sofort die Veränderungen des ganzen Volumens an, während bei Zweicylindermaschinen dieses erst besonders ermittelt werden muss. In der nach Slaby entworfenen Fig. 111 ergaben die Abscissen der

Punkte der Kurve $h = \varphi (h + k)$ die ganzen Volumina; trägt man als Ordinaten hierzu die dem Indikatordiagramm entnommenen Werthe der Pressung auf, so erhält man das Indikatordiagramm der gleichwertigen Einkolbenmaschine und dieses erst ist mit dem theoretischen Spannungsdiagramm vergleichbar.

Den zur Verzeichnung erforderlichen Werth des Temperaturwinkels ermittelte Schöttler (in oben angegebener Weise) zu

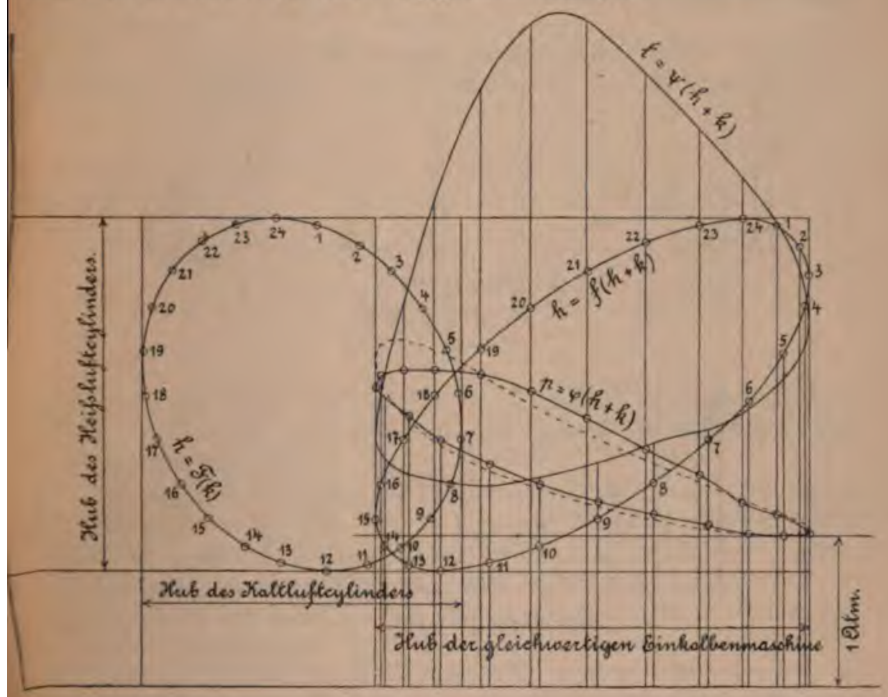


Fig. 111.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{T_1}{T_2} = 2{,}19. \qquad 198)$$

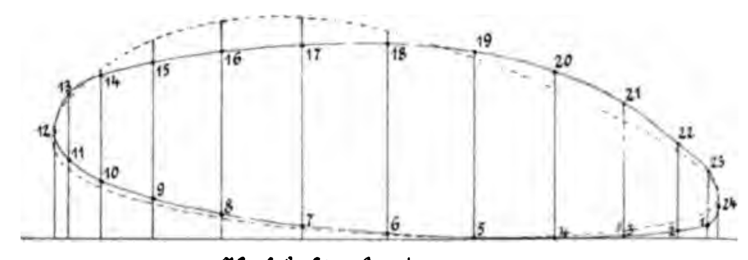
Ueber den Werth von T_1 und T_2 äussert sich Schöttler nicht. Slaby nimmt bei seinen Rechnungen $T_2 = 373$, also $t_2 = 100^0$ an. Diese Rechnungen beziehen sich auf Lehmann'sche und Stenberg'sche Maschinen, d. h. auf eincylindrige Verdrängermaschinen; da bei der Rider'schen Maschine ein völlig getrennter Kaltluftcylinder vorhanden ist und ausserdem die Luft im Regenerator bereits stark gekühlt wird, glaube ich mit dem Werthe von T_2 wesentlich herabgehen zu dürfen und nehme

$$T_2 = 298^0, \text{ also } t_2 = 25^0 \qquad 199)$$

an. Damit fände sich

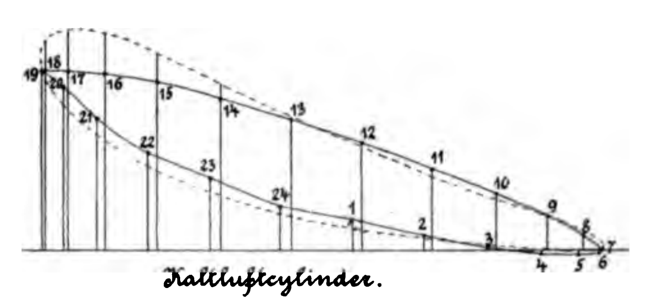
$$T_1 = 653^0,\ \text{also}\ t_1 = 380^0. \qquad 200)$$

Die Unterschiede zwischen dem theoretischen und dem Indikatordiagramm sind nicht unbedeutend; am auffälligsten werden sie bei den höchsten Spannungen, woselbst die theoretischen Werthe bis zu 0,2 at grösser sind, ein Umstand, der auf Durchlässigkeit des glühenden Heiztopfes hinzudeuten scheint.



Heißluftcylinder.

Fig. 112. 9/10 nat. Gr.



Kaltluftcylinder.

Fig. 113. 9/10 nat. Gr.

In den Fig. 112 und 113 sind die beiden benutzten Indikatordiagramme wiedergegeben. Durch Planimetriren derselben fand sich die mittlere Höhe für den

	Heissluftcylinder	Kaltluftcylinder	
zu	21,9 mm	9,4 mm,	201)

d. h. bei 1 at = 25 mm der mittlere Ueberdruck zu

	0,876 at	0,396 at,	202)

somit die indicirte Arbeit (unter Berücksichtigung der verschieden grossen Hübe) zu

	88,50 mkg	36,24 mkg	203)

und der Unterschied

$$L_i = 52,26\ \text{mkg}. \qquad 204)$$

Bei 130 Umdrehungen ergiebt dies eine indicirte Leistung von

$$N_i = 1{,}51 \text{ e.} \qquad 205)$$

In der Tabelle auf Seite 122 sind die Ergebnisse zusammengestellt, die Schöttler bei seinen Indikatorversuchen erhielt.

Einschliesslich der zum Anheizen erforderlichen 8—9 kg Kohle wird man daher bei 10-stündigem Arbeitstage auf einen Verbrauch von 12 bis 13 kg Braunkohle (6 bis 6,5 kg Koks) für die Stunde und Pferdestärke rechnen dürfen.

Den sehr geringen Wirkungsgrad erklärt Schöttler durch die Reibung der Lederstulpe. Durch Berechnung des Widerstandes eines

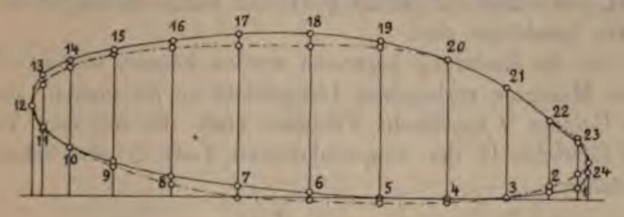


Fig. 114. ³/₄ nat. Gr.

solchen Stulpes kann man sich von der Richtigkeit dieser Ansicht überzeugen; in der That darf man nur sehr geringe Reibungskoefficienten in Anrechnung bringen.

Um den Widerstand, den der Regenerator der Luft bietet, beurtheilen zu können, wurden in Fig. 114 in kleinerem Massstabe die Pressungen verzeichnet, welche die Diagramme für gleiche Kurbelstellungen angeben.

Am Schlusse seiner Abhandlung sagt Schöttler:

„Endlich wurde noch, um den Einfluss des Regenerators festzustellen, ein Versuch vorgenommen nach Entfernung desselben. Da stellte sich denn heraus, dass die Maschine nicht über 0,25 e leisten konnte; im Mittel einer Stunde ergab sich sogar nur 0,22 e, während das Feuer so stark war, dass sie mit Regenerator sicher 0,67 e gehabt hätte.“

Dieses Versuchsergebniss veranlasste mich, diese Versuche unter Benutzung des Wärmegewichtsdiagrammes bezüglich des Regenerators eingehender durchzuarbeiten (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1886 S. 641). Die Art der Untersuchung ist oben bei Besprechung der Lehmann'schen Maschine bereits dargelegt worden.

In Fig. 111 sind in Anlehnung an Fig. 9 (Tafel 36) der Schöttler'schen Abhandlung die Kurven der relativen und der absoluten Volumina verzeichnet, deren Ordinaten beide das heisse Volumen darstellen, während die Abscissen die kalten, bezw. die gesammten Volumina sind, so dass die Gleichungen dieser Kurven lauten würden

$$h = F(k) \text{ bezw. } h = f(h + k) \qquad 206)$$

Als dritte Kurve ist die Druckkurve

$$p = \varphi(h + k) \qquad 207)$$

gezeichnet und zwar entspricht die punktirte Kurve den theoretischen Werthen des Druckes (nach Slaby's Theorie), während die ausgezogene Kurve die den Indikatordiagrammen entnommenen Werthe vereinigt.

Schliesslich ist noch die Temperaturkurve, wie sie sich nach Gl. 218 ergab, eingetragen worden, jedoch nach der Celsius-Skala, so dass

$$t = T - 273 = \psi(h + k) \qquad 208)$$

ist. Die zur Untersuchung benutzten Indikatordiagrammen stellen die Fig. 112 und 113 dar, in denen abermals die theoretischen Druckkurven verzeichnet, sowie auch die den 24 gewählten Kurbelstellungen entsprechenden Punkte bezeichnet sind.

Ehe mit der Rechnung begonnen werden konnte, war es erforderlich, das in der Maschine vorhandene Luftgewicht zu bestimmen, da die auftretenden Grössen v specifische Volumina sind, die mit dem Volumen V und dem Gewichte G der eingeschlossenen Luft in der bekannten Beziehung stehen

$$v = \frac{V}{G}. \qquad 209)$$

Zur Bestimmung von G hat man nun keinen anderen Weg, als die Annahme, dass alle auf der heissen Seite befindliche Luft die höchste, alle auf der kalten Seite befindliche Luft die niedrigste Temperatur habe; dies trifft freilich nicht völlig zu, wie im Hinblicke auf die geringe Wärmeleitungsfähigkeit der Luft auch nicht anders zu erwarten steht.

Schöttler fand den sogen. Temperaturwinkel (a. a. O. S. 640) zu 65,5°, d. h. es ist hiernach

$$\operatorname{cotg} 65^0\, 30' = \frac{T_k}{T_h} = 0{,}456, \qquad 210)$$

wobei T_k und T_h die (gleichbleibend gedachten) Temperaturen des Kühl- bezw. des Heizraumes bezeichnen. Nimmt man $t_k = 25^0$ C., also

$$T_k = 298^0, \qquad 211)$$

so findet sich

$$T_h = 653^0, \qquad 212)$$

wonach also an der Heizstelle 380° herrschen. Slaby fand bei einer Stenberg'schen Maschine $\operatorname{cotg} \alpha = 0{,}5$, für eine Lehmann'sche $\operatorname{cotg} \alpha = 0{,}455$, also von obigem wenig verschiedene Werthe.

Das vorhandene Luftgewicht spaltet sich nun in zwei Theile und es ist

$$G = G_k + G_h = \frac{V_k}{v_k} + \frac{V_h}{v_h} \qquad 213)$$

wobei die Zeiger k und h sich auf den kalten bezw. heissen Raum beziehen. Aus

$$p v_k = R T_k \qquad p v_h = R T_h \tag{214}$$

die Werthe von v berechnet und in Gl. 213 benutzt, ergiebt

$$G = p\left(\frac{V_k}{R T_k} + \frac{V_h}{R T_h}\right)$$

$$= \frac{p}{R T_k}(V_k + V_h \cot g\, \alpha);$$

benutzt man die oben gegebenen Zahlenwerthe, so wird

$$G = 1{,}146\,(V_k + 0{,}456\, V_h)\, p \tag{215}$$

worin p in at, V in cbm einzusetzen ist.

Die Kolbenwege wurden in $\frac{1}{5}$ aufgetragen, so dass 1 mm derselben darstellen würde

$$\frac{5}{1000} \cdot \frac{0{,}21^2 \pi}{4} = \frac{5}{1000} \cdot 0{,}0346 = 0{,}000173 \text{ cbm}$$

Es war für

Punkt 10.	$V_k = 64{,}3$	$V_h = 22{,}5$	$p = 1{,}34$	daher $G = 0{,}0199$
Punkt 11.	$V_k = 58{,}8$	$V_h = 19{,}5$	$p = 1{,}47$	daher $G = 0{,}0197$
Punkt 20.	$V_k = 23{,}5$	$V_h = 62{,}0$	$p = 1{,}96$	daher $G = 0{,}0200$

weshalb wir genügend genau mit

$$G = 0{,}02 \text{ kg} \tag{216}$$

rechnen wollen.

Nunmehr sind die Temperaturwerthe zu berechnen mit

$$T = \frac{p v}{R} = \frac{p V}{G R}. \tag{217}$$

Hier ist wieder auf die auf S. 111 erwähnte Annahme aufmerksam zu machen, ohne welche ein weiterer Verfolg der Untersuchung entweder gar nicht oder nur sehr weitschweifig denkbar wäre. Es werden aus Gleichung 217 nämlich Mittelwerthe der Temperaturen erhalten, wie sie 0,02 kg Luft bei den herrschenden Werthen von p und V besitzen würde. Auf Grund der geringen Leitungsfähigkeit der Luft für Wärme wird man übrigens vermuthen dürfen, dass nur die der Heiz- bezw. Kühlfläche unmittelbar benachbarte Luftschicht die Temperatur T_h bezw. T_k besitzt, dass dagegen im Innern der Luftmasse sich Temperaturen von geringerem Abstande einstellen werden, um so mehr, als die Kühlung und Heizung der Luft durch den Regenerator eine gleichmässige, die gesammte durchstreichende Luft betreffende sein wird.

Die Indikatorfeder zeigte 25 mm = 1 at oder 1 mm = 400 kg/qm, ferner 1 mm Kolbenweg (wie oben) = 0,000173 cbm, somit

$$T = \frac{400 \,.\, 0{,}000173}{0{,}02 \,.\, 29{,}272}\, p V$$

$$T = 0{,}118\, p V \tag{218}$$

wobei p und V also die aus Fig. 111 in Millimetern abgegriffenen Werthe bedeuten.

Nach Gl. 170 ist

$$P_{12} = \int_{T_1}^{T_2} \frac{d\,Q}{T} = G\,c_v \left(\operatorname{logn} \frac{p_2}{p_1} + \varkappa \operatorname{logn} \frac{V_2}{V_1}\right) \qquad 219)$$

für einen Zwischenraum 1—2. Mit $G = 0{,}02$, $c_v = 0{,}1685$, $\varkappa = 1{,}41$

$$P_{12} = 0{,}00337 \left(\operatorname{logn} \frac{p_2}{p_1} + 1{,}41 \operatorname{logn} \frac{V_2}{V_1}\right). \qquad 220)$$

Die Grösse der Fläche des Wärmediagrammes, d. h. die Summe der Produkte PT, wird übrigens von der der Bestimmung von G anhaftenden Unsicherheit nicht betroffen, da sich die fragliche Grösse heraushebt, wie ein Vergleich von 217 und 220 zeigt.

Von einer Wiedergabe der gesammten Rechnungsergebnisse für die gewählten 24 Kurbelstellungen sehe ich hier ab und verweise diesbezüglich auf das in Fig. 115 gezeichnete Wärmediagramm. In dieser Figur sind, um Platz zu sparen, nicht die Temperaturen T, sondern nur $t = T - 273$ aufgetragen, was bei den Flächenermittelungen zu berücksichtigen ist. Ferner ersieht man, dass nicht alle Punkte auf der gezogenen Kurve liegen, und das erklärt sich zur Genüge aus der Unsicherheit der Indikatordiagramme in gewissen Punkten. Die Kurve, die keinerlei Verbesserung erfahren hat, wird in sehr schöner Weise von den Indikatordiagrammen bestätigt, wie noch gezeigt werden wird.

Die von der Kurve AA'B, den Endordinaten und der Abscissenaxe (um 273° unter ab gelegen!) eingeschlossene Fläche stellt nun die der Luft zugeführte Wärme dar ($= Q_1$), die von der Kurve BB'A und den erwähnten Geraden gebildete Fläche die abgeführte Wärme ($= Q_2$) dar; der Unterschied, d. h. die von der Kurve AA'BB' umschlossene Fläche ist mithin in Arbeit umgesetzt worden. Eine Prüfung der Richtigkeit der angestellten Rechnungen und der gezeichneten Kurve bietet sich im Vergleiche derselben mit den Flächen der Indikatordiagramme. Durch Planimetriren der letzteren fand sich die indicirte Arbeit (S. 124) zu

88,50 mkg bezw. zu 36,24 mkg

oder zusammengefasst

$$L_i = 88{,}50 - 36{,}24$$

$$L_i = 52{,}26 \text{ mkg}. \qquad 221)$$

Als Einheit für die Werthe von P wurde 100 000 mm genommen, für die Temperaturen bedeutet 1 mm = 1°. Multiplicirt man daher die in Quadratmillimetern gemessene Fläche mit 0,00001, so erhält man Wärmeeinheiten. Es ergab sich

$$\text{Fläche } AA'BB' = 11\,900 \text{ qmm} = 0{,}119 \text{ c} \qquad 222)$$

enso fand sich

$$Q_1 = 0{,}7877\ c \quad \text{und} \quad Q_2 = 0{,}6687\ c. \qquad 223)$$

ıe 0,119 c betragen in mechanischem Maass

$$0{,}119 \,.\, 424 = 50{,}5\ \text{mkg} \qquad 224)$$

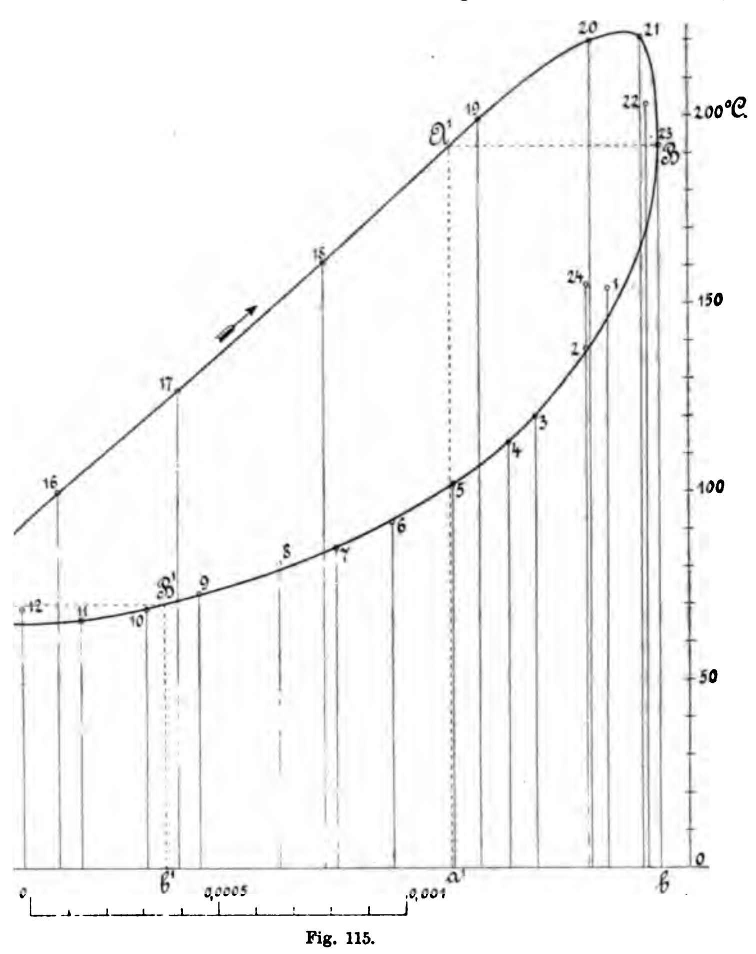


Fig. 115.

eser Werth ist gegen den der Gleichung 221 um 3,3 $^0/_0$ zu klein gewiss genügende Uebereinstimmung im Hinblicke auf die lang- Rechnung.

Diagramm Fig. 115 sind durch A und B horizontale Gerade lie von Bedeutung sind. Denken wir uns die gesammte abzuführende nenge (dargestellt durch die unter BB'A liegende Fläche) in einem ·ator aufgespeichert, so ersehen wir ohne weiteres, dass dieselbe

bei der folgenden Erhitzung der Luft auf dem Wege AA'B nur theilweise verwendbar ist, da die Wärmezufuhr erst bei der Temperatur T'' beginnt; die auf dem Wege B'A entzogene Wärme kann für vorliegenden Vorgang keine Verwendung finden, denn diese Entziehung fand unter T'' statt. Ebenso ist ersichtlich, dass die aufgespeicherte Wärme nur von A bis A' verwendet werden kann, da in A' bereits die höchste Temperatur erreicht ist, die bei dem Aufspeichern vorlag, nämlich T'.

Bezeichnen wir die vom Regenerator verwendbar aufgenommene Wärme, d. h. den Inhalt der Fläche BB'b'b, mit Q_r, so vermindert somit der Regenerator die zuzuführende Wärme von Q_1 (= Fläche unter AA'B) auf $Q_1 - Q_r$.

Schröter nennt den Regenerator dann einen vollkommenen, wenn die auf BB' entzogene Wärme gleich ist der auf AA' zuzuführenden, d. h. wenn die Flächenstreifen, die einer Temperaturänderung d T einerseits auf BB', anderseits auf AA' entsprechen, einander gleich sind. Ich finde es dagegen angezeigter, den Regenerator dann vollkommen zu nennen, wenn er wirklich die Wärmemenge Q_1 auf $Q_1 - Q_r$ ermässigt.

Es ergaben sich durch Planimetriren folgende Werthe:

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= \text{Fläche } a A A' B b a = 0{,}7877 \text{ c} \\ Q_2 &= \text{Fläche } a A B' B b a = 0{,}6687 \text{ c} \\ Q_1 - Q_2 &= \text{Fläche } A A' B B' A = 0{,}1190 \text{ c} \\ Q_r &= \text{Fläche } B B' b' b B = 0{,}4940 \text{ c} \\ Q'_r &= \text{Fläche } a A A' a' a = 0{,}5342 \text{ c} \end{aligned}\right\} \quad 225)$$

Hieraus ist zunächst ersichtlich, dass sich Q_r und Q'_r nicht gleichen, der Regenerator also im Schröter'schen Sinne kein vollkommener ist. Ein zwischen den vorliegenden Temperaturgrenzen ausgeführter Carnot-scher Kreisprocess ergiebt als höchsten Werth des Wirkungsgrades

$$\eta = \frac{T_h - T_k}{T_h} = 1 - \frac{T_k}{T_h} = 1 - 0{,}456 = 0{,}544. \quad 226)$$

Vorliegende Maschine ohne Regenerator würde geben

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{0{,}1190}{0{,}7877} = 0{,}151; \quad 227)$$

mit einem nach unserer Auffassung vollkommenen Regenerator dagegen fände sich

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1 - Q_r} = 0{,}405. \quad 228)$$

Der Regenerator erhöht somit (theoretisch) den Wirkungsgrad auf das

$$\frac{0{,}405}{0{,}151} = 2{,}68 \text{ fache}. \quad 229)$$

Schöttler's Versuche ermöglichen es, nachzuweisen, wieviel der Regenerator wirklich leistete, d. h. im Vergleiche mit 229 seinen „Wirkungs-

grad" zu bestimmen. Aus den mir von Hrn. Prof. Schöttler freundlichst zur Verfügung gestellten Diagrammen wählte ich die beiden in den Fig. 116 und 117 abgebildeten aus, die bei n = 136 abgenommen wurden. Es fanden sich die Mittelspannungen zu 0,369 bezw. 0,658 at und damit die indicirten Arbeiten zu 33,76 bezw. 66,48 mkg oder

$$L'_i = 66,48 - 33,76 = 32,72 \text{ mkg}. \qquad 230)$$

Die Leistung in e ist

$$N = \frac{Ln}{60 . 75}$$

d. h. nach 221 (bei n = 130) und 230

$$N_i = 1,51 \text{ e} \qquad N'_i = 0,95 \text{ e} \qquad 231)$$

Heißluftcylinder.

Fig. 116 9/10 nat. Gr.

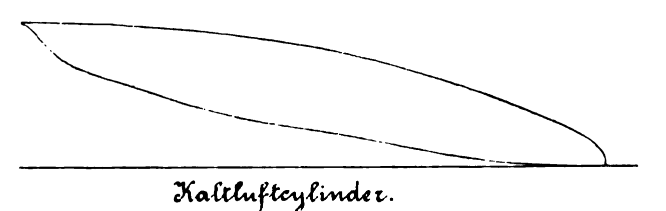


Fig. 117. 9/10 nat. Gr.

und daraus die thatsächliche Erhöhung der indicirten Leistung durch den Regenerator

$$\frac{1,51}{0,95} = 1,60. \qquad 232)$$

Hieraus findet sich endlich, durch Vergleich von 229 mit 232 der gesuchte Wirkungsgrad des Regenerators zu

$$\eta_r = \frac{1,60}{2,68} = 0,60. \qquad 233)$$

Der Regenerator leistete also 60 % des theoretisch Möglichen, was besonders im Hinblick auf die grosse Umdrehungszahl (130 in der Minute) ein vortreffliches Ergebniss ist.

Die durch Bremsen ermittelten Nutzleistungen der Maschine in beiden Fällen fanden sich zu

$$N_e = 0{,}63\ e \qquad N'_e = 0{,}21\ e. \qquad 234)$$

Allgemein ist

$$N_i = N_0 + (1 + \delta)\, N_e \qquad 235)$$

worin N_0 die Leergangsarbeit, δ den der Belastung entsprechenden zusätzlichen Verlust darstellt; mit 231 und 234 wird

$$N_0 = 0{,}67 \qquad \delta = 0{,}33$$

oder

$$N_i = 0{,}67 + 1{,}33\ N_e. \qquad 236)$$

Auf Grund der angeführten Ergebnisse wird man den Regenerator bei Heissluftmaschinen als unentbehrlich bezeichnen müssen. Die praktischen Schwierigkeiten sind gewiss gross, bei Feuerluftmaschinen wohl

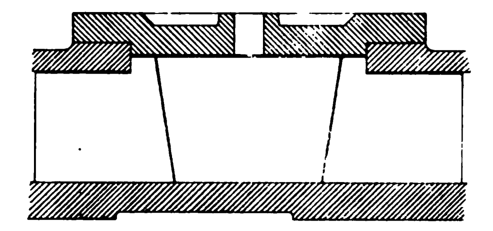


Fig. 118. $^1/_5$ nat. Gr.

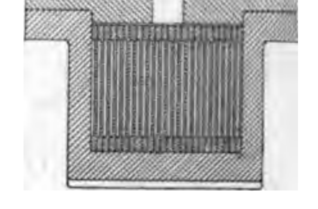


Fig. 119.

unüberwindlich, doch bei geschlossenen Maschinen, wie Rider's Einrichtung beweist, zu überwinden. Die früher verwendeten Drahtbündel, Drahtgeflechte u. dergl. verschmutzen leichter als Rider's Platten, dürften aber noch wirksamer sein; immerhin aber war es im Voraus nicht zu vermuthen, dass eine Aufnahme und Wiedergabe von etwa 0,3 c 130 Mal in der Minute möglich sei.

Der Regenerator dieser Maschine ist in den Fig. 118 und 119 gezeichnet. Er besteht aus 24 gusseisernen Platten, die zwischen sich Spalte von 2 mm Weite lassen. Entfernt man diese Platten, so wird damit auch der gesammte schädliche Raum der Maschine vergrössert und dadurch ihre Leistung herabgezogen. Im Obigen ist somit der Regenerator in seiner Wirkungsweise etwas zu günstig beurtheilt worden, doch soll darauf verzichtet werden, die ganze umständliche Untersuchung, die keine Schwierigkeiten bietet, nochmals durchzuführen. Von den oben zu 95 bezw. zu 110 mm angegebenen schädlichen Räumen entfallen auf die Spalten je 13,5 mm; entfernt man die Platten, so treten dafür ein je 36,5 mm, so dass der gesammte schädliche Raum jetzt 118 + 133 mm beträgt, d. h. um 22,5% vergrössert worden ist.

Nach Massgabe des D. R. P. 4321 hat der Erbauer der Rider'schen Maschinen (Monski) den Plattenregenerator durch einen kranzförmigen Regenerator ersetzt, da ersterer leicht verschmutze. Diese Einrichtung

scheint sich jedoch nicht bewährt zu haben, da die heutigen Maschinen noch den Plattenregenerator aufweisen. Auch weitere Bestrebungen, den Gang der Maschine gleichmässiger zu gestalten (D. R. P. 20053), erscheinen erfolglos gewesen zu sein. Am unverständlichsten jedoch ist D. R. P. 34542. Hiernach sollte der Plattenregenerator ersetzt werden durch einen Plattenkühler, der aus hohlen Platten besteht, die behufs kräftiger Kühlung von Wasser durchströmt werden. Auf diese Weise wird die Luft zweifellos besser gekühlt, zugleich aber wird die derselben entzogene Wärme durch das Wasser abgeführt und ist verloren, d. h. der so günstig wirkende Regenerator ist beseitigt! Wenn Monski den Regenerator beseitigen würde, weil die Spalten desselben verschmutzen und zu häufigen Betriebsstörungen Veranlassung geben, so wäre dem nichts zu entgegnen; wenn er ihn aber durch eine Einrichtung ersetzen wollte, die dem Verschmutzen in genau dem gleichen Grade ausgesetzt ist, aber keinen Wärmespeicher bildet, so wäre das ein unbegreiflicher Rückschritt.

Eine Umgestaltung der Maschine strebte Monski mit D. R. P. 34493 an. Der Regenerator ist hier in Form eines Röhrenbündels ausgeführt, das von der zu kühlenden Luft durchstrichen wird. Auf dem Rückwege entnimmt die Luft diesem Bündel die Wärme und durchstreicht weiterhin ein von den Feuergasen umspültes Bündel Röhren. Ferner ist ein beachtenswerther Wärmeregulator beigegeben, der im Falle zu hoher Temperaturen der Feuerung kalte Luft zuführt.

Die Rider'schen Maschinen werden für Deutschland von Alexander Monski, Eilenburger Eisengiesserei und Maschinenfabrik in Eilenburg, gebaut und zwar als Kraftmaschinen oder als Pumpmaschinen; im letzteren Falle ist an die Maschine eine Pumpe angehängt, in deren Druckleitung der Kühlmantel liegt. Ueber Preise usw. giebt die folgende Preisliste Aufschluss.

Modell		A	B	C	D	E	F
Leistung in Pfst.		1/3	1/2	3/4	1	1 1/4	2
Länge des Motors	mm	820	860	1060	1350	1400	1400
Breite des Motors	"	620	620	650	780	820	820
Höhe des Motors	"	1560	1630	1820	1900	2200	2400
Durchmesser der Riemenscheibe	"	300	300	400	450	500	550
Minutliche Tourenzahl		160	160	140	130	120	110
Verbrauch an Gaskoks in 10 Std.	kg	20	30	40	50	70	80
Gewicht der kompl. Maschine	"	575	700	910	1130	1700	1800
Preis der kompl. Maschine	M.	650	800	925	1300	1500	1750

Anfang der 80er Jahre trat eine Konstruktion von Zipf & Langsdorff in Oberrad auf, welche Krause in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1887, S. 951 unter Beigabe von Zeichnungen und Diagrammen beschreibt

und durchrechnet. Arbeitskolben und Verdränger arbeiten hier unter 79°. Näheres siehe in der Quelle.

Die Heissluftmaschine von O. Stenberg, Helsingfors, die 1877 unter dem Namen Calorisca bekannt wurde, ist eine geschlossene, die sich an Lehmann's Anordnung anlehnt. Als wesentliche Unterschiede sind anzuführen die geänderte Verdrängerbewegung, geänderte Form des Feuertopfes und endlich auch die aufrechte Anordnung, zu

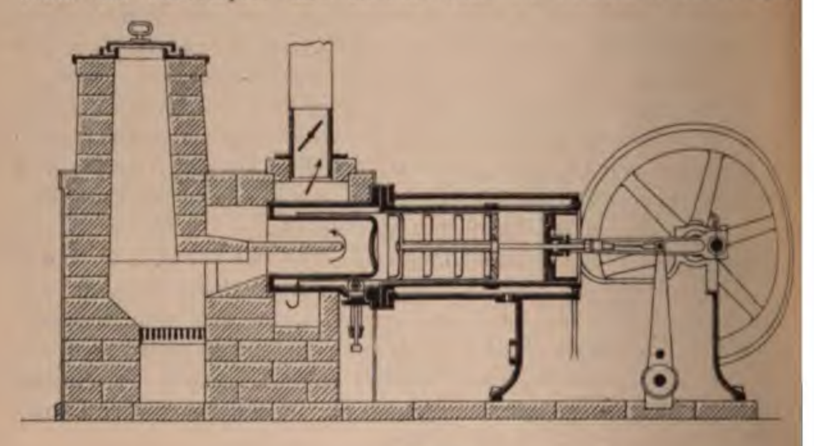


Fig. 120.

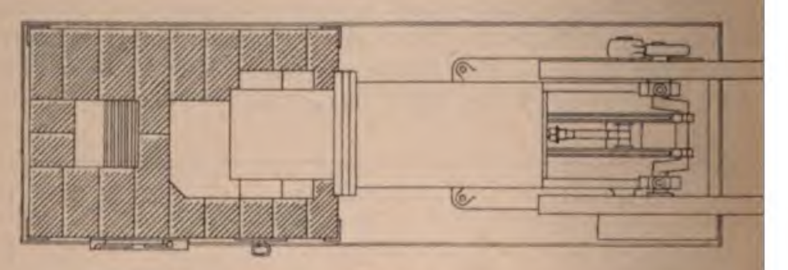


Fig. 121.

welcher sich die Erbauer der Lehmann'schen Maschine erst viel sp entschlossen haben und die doch bei der Raumfrage wesentlich mitspri

Die Maschine ist sowohl liegend als stehend gebaut worden, wie Fig. 120 bis 123 zeigen. Zur Bewegung des Verdrängers ist ein Win hebel benutzt, dessen einer Arm an die Verdrängerstange angreift, wäh der andere, als Coulisse gestaltete, von einer excentrisch am Schwu rade sitzenden Rolle bewegt wird. Das Getriebe des Arbeitskolbens die gewöhnliche Schubkurbel. Der Unterschied der Verdrängerbeweg gegen Lehmann's Getriebe, den Bork darin findet, dass die Vorwi

Rückwärtsbewegungen des Verdrängers raschere sind und dafür an Hubenden Ruhepausen statthaben, fällt bei näherem Zusehen nicht utend aus. In Fig. 124 haben wir das von Slaby (a. a. O. mit-eilte) sehr sorgfältig ermittelte Kolbendiagramm einer Stenberg'schen

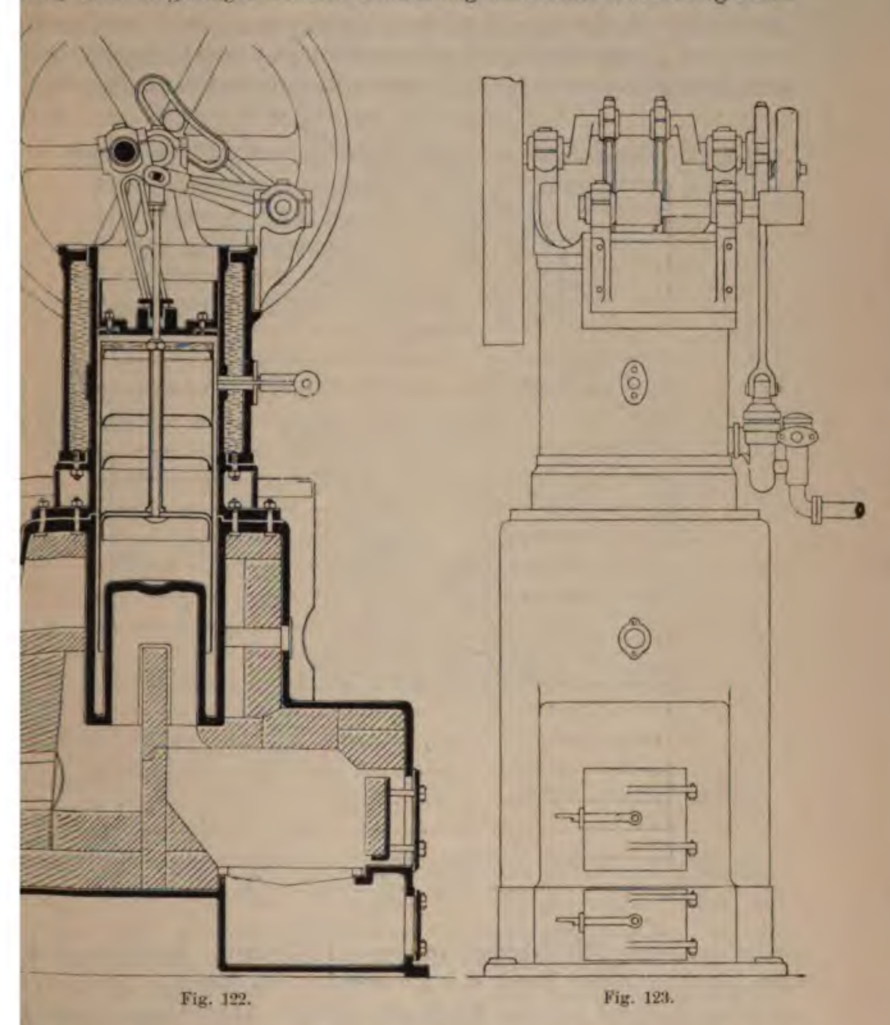


Fig. 122. Fig. 123.

Maschine, und das von Bork mitgetheilte Diagramm der 1 e mann'schen Maschine der Erfurter Ausstellung zusammengestellt; es ist htlich, dass der Unterschied mehr baulicher Art ist. Die Coulisse aber ein wunder Punkt und ein theures Stück, das im Hinblick auf paraturen wenig Vertrauen einflösst; durch Verwendung einer Rolle

statt eines Steins ist der Abnutzung freilich möglichst vorgebeugt. E
Nachtheil ist im Vergleiche zur Lehmann'schen Anordnung die Lag
ung der Schwungradwelle vor bezw. über dem Cylinder, so dass sich bei
Nachdichten des Kolbens die Entfernung der Welle nöthig macht; die Wel
selbst muss gekröpft sein, d. h. sie ist viel theurer als die ältere Lehman
sche. Die glockenförmige Gestalt des Heiztopfes vergrössert die Heizfläc
und vermindert demzufolge in etwas den Brennmaterialverbrauch; in Erfu

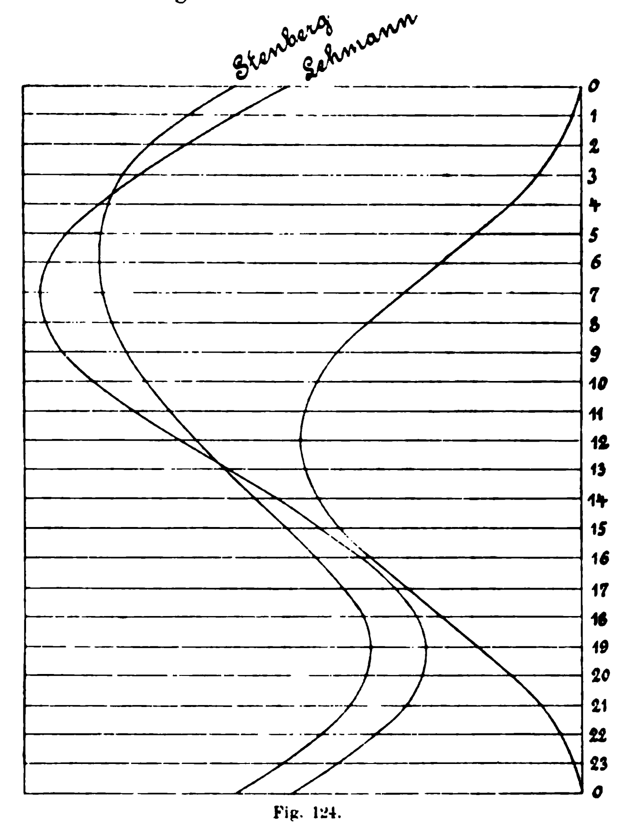


Fig. 124.

stellte sich dieser Minderbedarf zu etwa 0,125 heraus. Nicht ohne Unrech
aber hat man dieser Form des Feuertopfes den Vorwurf gemacht, das
sie wenig geeignet sei, den Einflüssen häufiger Abkühlungen und Erhit
ungen Widerstand zu leisten; dieser Umstand fällt aber nicht sehr in
Gewicht, besonders im Hinblick auf Gusseisen als Material. Spätere F
bauer sind betreffs Vergrösserung der Heizfläche noch weiter gegange

Wir erkennen somit, dass die von Stenberg geschaffenen Neu
ungen baulich nicht als wesentliche Verbesserungen angesehen werd
können. Die günstigere Lage und einfachere Gestaltung der Kurbelwe

vie erwähnt, von den Erbauern der Lehmann'schen Maschine auch geben worden, so dass die Unterschiede zwischen beiden Anordnungen ich hinfällig erscheinen. Die Indikatordiagramme aber lehren, dass der Spannungen usw. ziemlich erhebliche Abweichungen vorliegen. das erkennen zu können, gehen wir zunächst auf eine Untersuchung $^{1}/_{2}$e Maschine von Slaby ein; die Versuche wurden im April in der Fabrik der Erbauer der Maschinen, Gebr. Sachsenberg osslau, von Slaby und Brauer ausgeführt.

Die wesentlichen Abmessungen der stehenden Maschine sind folgende:

Hub des Arbeitskolbens . . .	140 mm
Durchmesser desselben	261 „
Hub des Verdrängers	144 „
Durchmesser desselben	255 „
Länge desselben	630 „

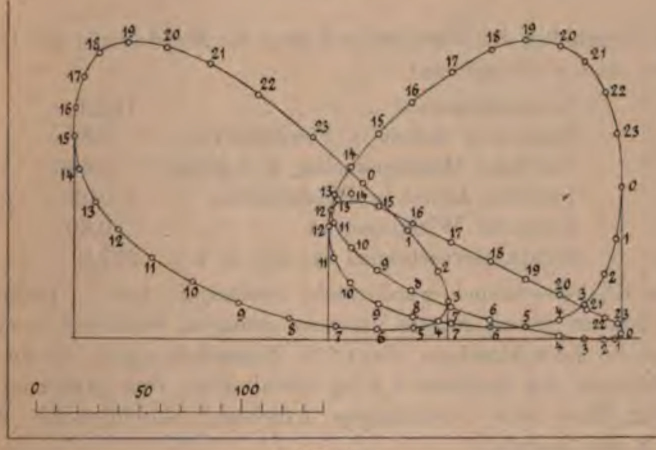


Fig. 125.

Die Verschiebungen des Verdrängers sind aus genauen Zeichnungen Slaby ermittelt worden, sowie auch bei den Kolbenstellungen der luss der (sehr kurzen) Pleuelstange berücksichtigt worden ist. In 125 ist die ganze Zeichnung wiedergegeben. Das wirkliche Indikator-ramm (das ursprüngliche, No. 11, ist in den mehrfach erwähnten rsuchen an Kleinmotoren" nicht enthalten) ist stark ausgezogen und zeigt sich, dass dasselbe vom theoretischen (punktirt dargestellten) Dia-mme nur unerheblich und wieder nur in der Nähe der grössten Spann-en abweicht. Die mehrfach vorgenommene Bestimmung des Temperatur-kels lieferte den Werth

$$\operatorname{tg} \alpha = 2{,}00. \qquad 237)$$

... Slaby zu 100° an,

... 238)

... zu

= ...194 kg 239)

... dargelegter Weise bestimmten Grössen

	$Q_1 - Q_2$	Q_2	Kühlwasser berechnet	Kühlwasser gemessen	$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}$
...	0,087	0,570	211	207	0,13

... und zwar die Mittelwerthe aus 13 Einzel-...

... .	122,7
...it in Pferdestärken .	0,68
... Ü...spannung in kg/qcm	0,466
... in Pferdestärken .	0,99
... Wirkungsgrad	0,69
...verbrauch für e/h in l .	207,5

... wurde nicht bestimmt. Auf der Erfurter Aus-... weitere Versuche gemacht, wobei sich herausstellte, ...schine, die 1,29 e Nutzarbeit ergab, für Stunde und ... Betriebes 5,3 kg Steinkohlen, zum Anheizen 31 kg, ...stündigen Arbeitstag einschliesslich Anheizen ...

... nunmehr die von Slaby untersuchte Maschine noch ...gewichtsdiagramms näher verfolgen und sehen, wie dies ... anderen geschlossenen Maschinen ausfällt.

... der Temperaturen und Wärmegewichte nöthigen ... Slaby's Angaben (Verhandl. des Gewerbfleissvereins ... die Werthe von p dagegen dem Urbild von Fig. 125 ent-... = 0,01194 kg Luft findet sich

$$T = \frac{pV}{RG} = 0{,}19\,pV \qquad 240)$$

$$\int \frac{dQ}{T} = 0{,}002\,.\,\text{logn}\,p + \varkappa\,\text{logn}\,V). \qquad 241)$$

Das mit diesen Werthen berechnete Diagramm der Wärmegewichte ı Fig. 126 gezeichnet; als Temperaturen sind wieder nur T — 273° ·tragen. Es ergab sich

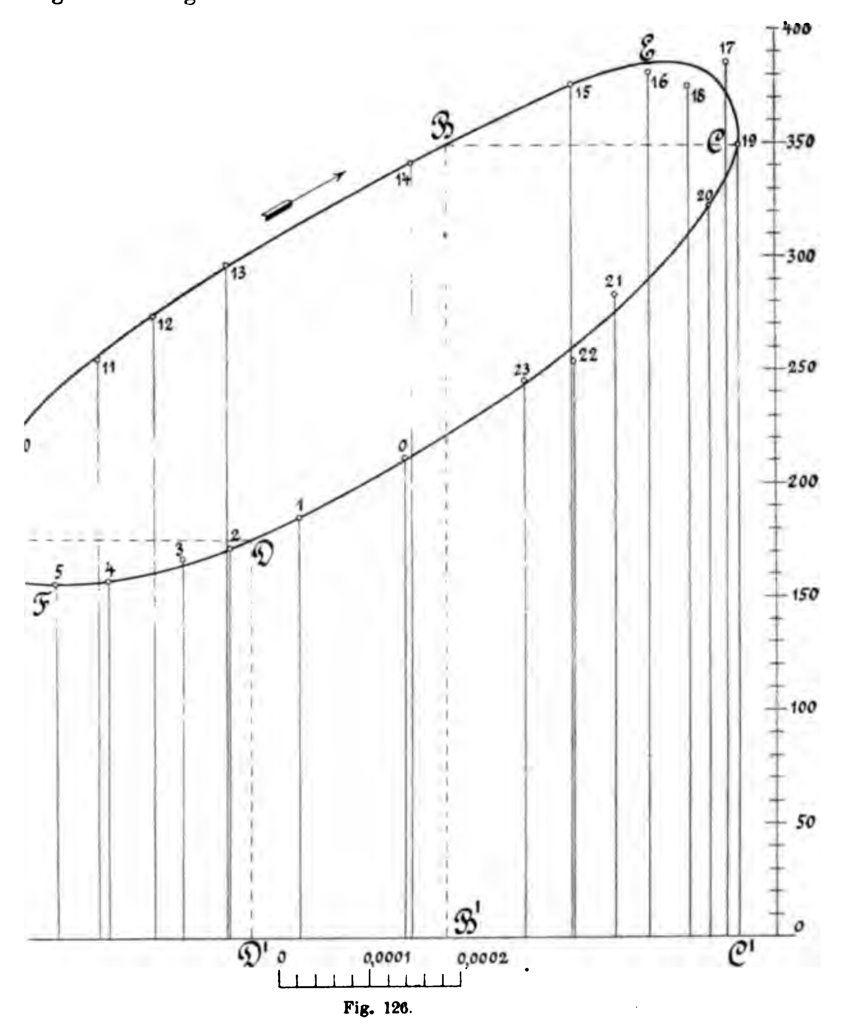


Fig. 126.

$$\Sigma\left(+\int\frac{dQ}{T}\right) = 0{,}000896 \qquad 242)$$

$$\Sigma\left(-\int\frac{dQ}{T}\right) = 0{,}000895. \qquad 243)$$

)urch die Punkte A und C wurden wieder Horizontalen gelegt, die

das Diagramm in D bezw. B schneiden. Durch Planimetriren der Fläch fand sich (Einheit für die Wärmegewichte = 200000 mm; für die Te peraturen $2^0 = 1$ mm)

$$\left.\begin{aligned} A'ABECC'A &= 27334 \text{ qmm} \\ A'AFDCC'A &= 18227 \;\; " \\ ABECDFA &= 9107 \;\; " \\ A'ABB'A' &= 15243 \;\; " \\ D'DCC'D' &= 13053 \;\; " . \end{aligned}\right\} \quad 244)$$

Ferner ist

$$\left.\begin{aligned} A'C' &= 171{,}4 \text{ mm} \\ A'B' &= 106{,}9 \;\; " \\ D'C' &= 107{,}6 \;\; " \end{aligned}\right\} \quad 245)$$

Bezeichnet wieder Q_1 die zuzuführende, Q_2 die abzuführende Wärme Q_r die vom Regenerator aufnehmbare, Q'_r die dem Wege AB ent sprechende, so ist

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= 27334 + 0{,}5 \,.\, 273 \,.\, 171{,}4 = 50730 \text{ qmm} \\ Q_2 &= 18227 + 0{,}5 \,.\, 273 \,.\, 171{,}4 = 41623 \;\; " \\ Q_r &= 13053 + 0{,}5 \,.\, 273 \,.\, 107{,}6 = 27740 \;\; " \\ Q'_r &= 15243 + 0{,}5 \,.\, 273 \,.\, 106{,}9 = 29835 \;\; " . \end{aligned}\right\} \quad 246)$$

Nun ist die Wärmeeinheit = 0,5 . 200000 = 100000 qmm, somit

$$\left.\begin{aligned} Q_1 &= 0{,}5073 \text{ c} \\ Q_2 &= 0{,}4162 \;" \\ Q_1 - Q_2 &= 0{,}0911 \;" \\ Q_r &= 0{,}2774 \;" \\ Q'_r &= 0{,}2984 \;" . \end{aligned}\right\} \quad 247)$$

Die Grösse des Indikatordiagramms No. 11 (Versuche an Kleinmotore S. 15) giebt Slaby zu 1030 qmm, bei 111 mm Länge der Grundlini Der Massstab der Feder ist 1 kg = 20 mm, somit nutzbare Mittelspannun

$$p_m = \frac{1030}{111 \,.\, 20} = 0{,}464 \text{ kg.} \quad 248)$$

Daher findet sich die Arbeit für die Umdrehung zu

$$L_i = F p_m \,.\, 2r \,.\, 10334 = 35{,}9 \text{ mkg.} \quad 249)$$

Obiger Werth $Q_1 - Q_2$ dagegen giebt

$$0{,}0911 \,.\, 424 = 38{,}6 \text{ mkg,} \quad 250$$

d. h. 2,7 mkg oder 7,5% zuviel. Diese Abweichung ist nicht unbedeut und mag in der Unzuverlässigkeit der der Slaby'schen Zeichnung nommenen Werthe der Spannung liegen; doch soll ersterer Werth beibehalten werden.

Slaby bestimmte, wie bereits angeführt, tg $\alpha = 2{,}0$. Daher der Wirkungsgrad des Carnot'schen Processes (Grenz-Temperaturen 3 und 746°)

$$\frac{1}{\ldots} = 0,5. \qquad 251)$$

...zen obigen Berechnungen (Fig. 126)
...o wird statt dessen

$$\frac{\ldots - 427}{659} = 0,35. \qquad 252)$$

...bestimmt Slaby nach

$$Q_1 = G_w c_p (T_1 - T_2) \qquad 253)$$

0,5696 c. Diese Werthe unterscheiden sich von ...stark, was im Hinblicke auf die Verschiedenheit ...en u. s. w. leicht erklärlich ist.

...grad des Processes findet sich zu

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 0,18, \qquad 254)$$

nach Slaby ergiebt

$$\eta = 0,13. \qquad 255)$$

Wirkungsgrad beträgt 26 % des von Slaby berechneten ...ur den Carnot-Process. Nach meiner Darstellung dagegen beträgt ...18 ermittelte Wirkungsgrad 51 % des Carnot'schen Werthes (0,35).

Wie würde nun hier ein Regenerator wirken? Nimmt man als Wirkungs... wieder das Verhältniss der in Arbeit umgesetzten Wärme zu der für ...s Spiel von aussen zuzuführenden Wärme, so würde die Maschine mit ...nem vollkommenen Regenerator ergeben

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1 - Q} = 0,4; \qquad 256)$$

nimmt man für den Regenerator aber wieder 0,6 als Wirkungsgrad an, so wird

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1 - 0,6\, Q_r} = 0,267 \qquad 257)$$

und damit verbessert sich der Wirkungsgrad der Maschine um 0,267 — 0,18 = 0,087 oder um rund 50 %. Rider's Maschine ergab eine Erhöhung um 60 %, die Lehmann'sche sogar 89 %; immerhin aber würde auch Stenberg's Maschine durch Einschaltung eines Regenerators wesentlich gewinnen.

Stenberg's Maschinen wurden von Gebr. Sachsenberg in Rosslau gebaut, doch hat diese Firma den Bau aufgegeben.

Eine ähnliche Konstruktion einer geschlossenen Heissluftmaschine war 1894 in Antwerpen von Jahn & Cie., Boitsfort, ausgestellt. Der Cylinder, welcher ebenfalls unten geheizt, oben gekühlt ist, weist konstruktiv Besonderheiten auf; er besteht zunächst aus drei einzelnen Theilen oder Rohren, welche durch Flanschen verbunden sind, jedoch unter Beilage

isolirender Scheiben, um der Wärmetransmission thunlichst zu begegnen. Das mittlere Stück B′ und das obere B sind in Fig. 127 dargestellt. Der Cylinder B, in welchem der Arbeitskolben sich bewegt, ist mit Wassermantel versehen. Zum Zwecke besserer Kühlung der heissen Luft ist ein Röhrenbündel angeordnet, das vom Wasser umspült ist und durch welches die Luft hindurchströmt. Das Einbringen und Abdichten dieser Röhren dürfte praktisch nicht ohne Schwierigkeiten auszuführen sein.

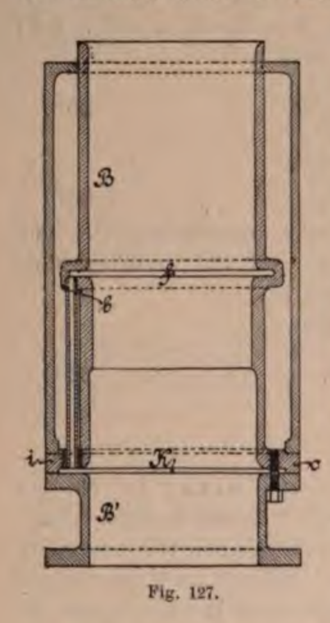
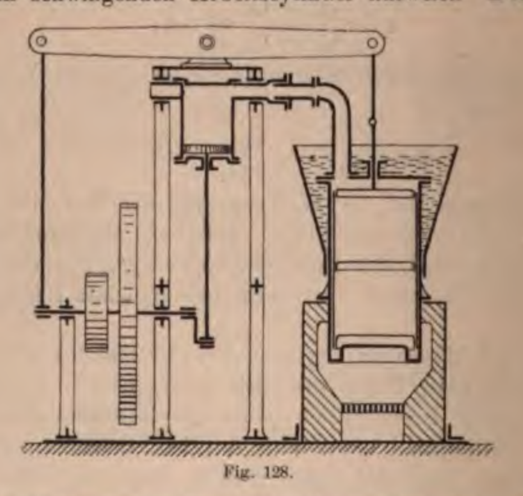


Fig. 127.

Der unterste Theil des Cylinders, der Feuertopf, hat ringsum, wie auch am Boden Rippen; am Boden sind die Zwischenräume zwischen den Rippen mit Chamotte ausgestampft, um dem Verbrennen vorzubeugen. Näheres siehe Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 775. Der stündliche Koksverbrauch pro Pfst. soll 1,5 bis 2,7 kg betragen haben.

Die **Heissluftmaschine von Rennes in Utrecht.** Diese Maschine wurde in Deutschland durch die Erfurter Ausstellung 1878 allgemeiner bekannt, woselbst sie zweimal ausgestellt war. Wie Fig. 128 zeigt, haben wir eine zweicylindrige Verdrängermaschine vor uns, die als wesentlichste Neuerung einen schwingenden Arbeitscylinder aufweist. Dieser Neuerung


Fig. 128.

kann nur wenig Vertrauen entgegengebracht werden, denn erstens ist eine bewegliche Rohrverbindung vorhanden, d. h. eine neue Undichtigkeitsstelle,

d zweitens wird die Stopfbüchse am Arbeitscylinder (die übrigens bei :htem Kolben nur die Aufgabe der Führung der Kolbenstange hat) stark genutzt. Das Verbindungsrohr bildet, wie bei allen Maschinen dieser ıttung, einen grossen schädlichen Raum, etwa 14 % des Kolbenraumes. i ganz kleinen Maschinen von 2 bis 5 mkg Leistung mündete das Verndungsrohr in den oberen Deckel des Arbeitscylinders und war durch ıen Gummischlauch gebildet. Als ein Vorzug dieser Maschine dürften e mit Raumersparniss verbundene stehende Anordnung, sowie leichtes useinandernehmen anzuführen sein. Das trichterförmige offene Kühlgess ist gleichfalls eine nennenswerthe Neuerung.

Die 1 e Erfurter Maschine ist ausführlich untersucht worden und laby hat die Ergebnisse dieser Untersuchung mit seiner Theorie verichen und darüber berichtet in Dingl. Polyt. Journ. 1879. Bd. 231 119. Die Hauptabmessungen waren:

Durchmesser des Arbeitskolbens . . .	261 mm
Hub desselben	297 „
Durchmesser des Verdrängercylinders .	500 „
„ „ „ kolbens .	493 „
Hub desselben	70 „
Länge desselben	975 „
Voreilung der Verdrängerkurbel . . .	95°.

[it den gegebenen Zahlen ermittelte Slaby:

$$\mathrm{tg}\alpha = \frac{T_1}{T_2} = 2{,}00 \text{ bei } T_2 = 385^0. \qquad 258)$$

$$\left.\begin{array}{l} p_{max} = 25080 \\ p_{min} = 9750 \end{array}\right\} \text{kg/qm. Nutzbarer Mitteldr.} = 4658 \text{ kg.} \qquad 259)$$

Eingeschlossenes Luftgewicht .	$G = 0{,}0255$ kg
Zuzuführende Wärme . . .	$Q_1 = 1{,}648$ c
Umgesetzt in Arbeit	$Q_2 = 0{,}175$ „
Abzuführen waren	$Q_2 = 1{,}473$ „
Wirkungsgrad	$\eta = 0{,}10$.

Bei 130 Umdrehungen würde die Nutzleistung, zu 50% der indicirten erechnet, etwa 1 e betragen. Nimmt man den Heizwerth der Kohlen zu 000 c und 50% Wirkungsgrad für die Feuerung an, so würde sich der Kohlenverbrauch für Stunde und Pferd auf 4,3 kg stellen.

Die Erfurter Versuche weichen sehr von diesen Werthen ab, wie olgende Tabelle lehrt:

	Umdr.-zahl	Nutzbarer Mitteldruck	Indicirte Leistung	Nutz-leistung	Kohlen für St. u. Pf.
gegeben oder berechnet	130	0,457	2,00	1,00	4,28
nessen	99	0,282	1,02	0,59	7,30

Dieser grosse Unterschied klärt sich auf, wenn man in Fig. 129 das theoretische Diagramm mit dem Indikatordiagramm vergleicht. Von etwa 0,5 at Ueberdruck ab bleibt die Spannung wesentlich unter dem theoretischen Werthe und erreicht überhaupt nur 1 at Ueberdruck. Die nachträgliche Untersuchung des Feuertopfes in Utrecht hat angeblich einen Riss ergeben, der der Luft das Entweichen gestattete. Immerhin aber liegt der von Slaby ermittelte Wirkungsgrad von 0,10 unter den in

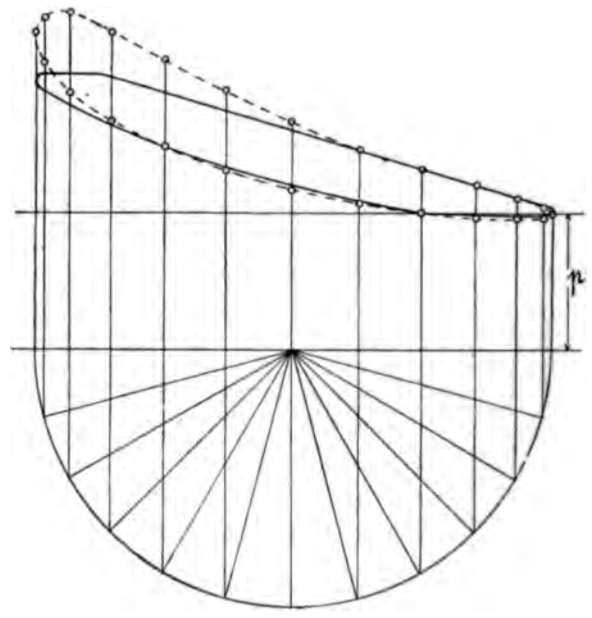


Fig. 129.

gleicher Weise bestimmten Werthen der Lehmann'schen, Stenberg-schen und Rider'schen Maschinen.

Die Wirkungsweise der Maschine an der Hand des Wärmegewichtsdiagrammes näher zu verfolgen, muss leider unterbleiben, da die erhaltenen Indikatordiagramme eben nur einen Schaden der Maschine nachweisen.

Die Maschine ist 1879 (D. R. P. 7732) völlig umgestaltet worden und bildet in dieser Form eine Zwillingsmaschine einfacher Wirkung, die sich nur in der Anordnung und Einzelheiten von den Maschinen Lehmann's und Stenberg's unterscheidet, in der Wirkungsweise jedoch mit diesen völlig gleich ist.

Die Maschine, welche die Fig. 130 bis 132 zeigen, ist stehend angeordnet. An die Blechcylinder C schliessen sich unten die aus Hartguss gebildeten (nach Stenberg angeordneten) Feuertöpfe F an, die grosse

eizflächen ergeben. Oben sitzen die Arbeitscylinder A, in denen die
hlen, von der äusseren Luft gekühlten Kolben K sich bewegen. Die
erdränger V bestehen auch hier aus langen Blechcylindern mit mehreren

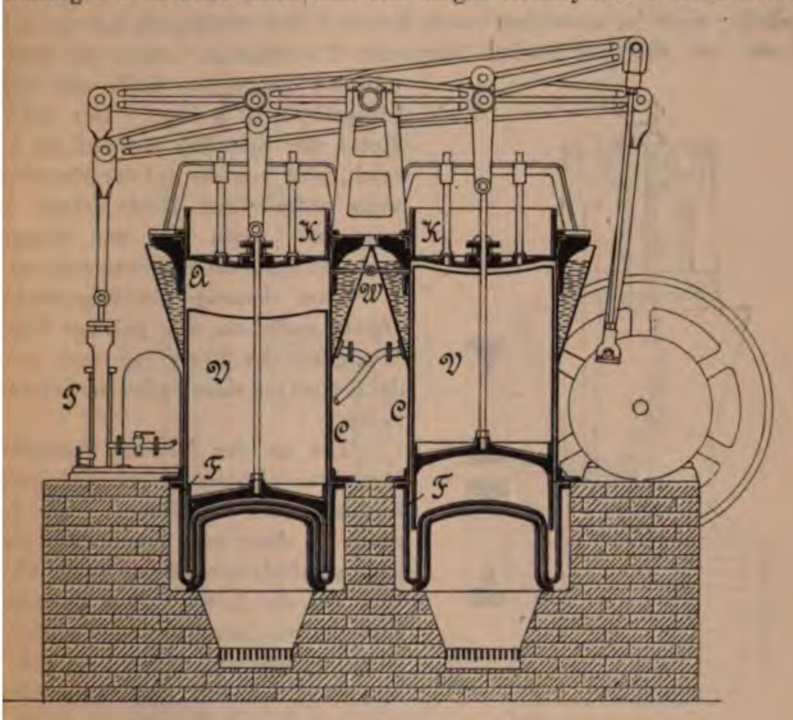


Fig. 130.

Fig. 131.

gesetzten Böden und haben einen um 6 bis 10 mm kleineren Durch-
sser als die Kolben; die unteren, gusseisernen Böden der Verdränger
d nach Massgabe des Feuertopfes glockenförmig gestaltet.

Die Bewegung der Kolben und Verdränger erfolgt mittels dreier deren zwei äussere die Arbeitskolben erfassen, während der mittl Verdränger bewegt. Die beiden äusseren Hebel sind auf die A gekeilt; einer ist ausserdem nach beiden Seiten verlängert, um an Ende von der zur Kurbel führenden Pleuelstange erfasst zu während das andere Ende eine Luftpumpe L bewegt. Der Hebel, der natürlich frei auf d spielt, wird von der auf der Mas welle aufgekeilten Kurbelscheil wegt und treibt mit dem en gesetzten Ende die Kühlwasserpu

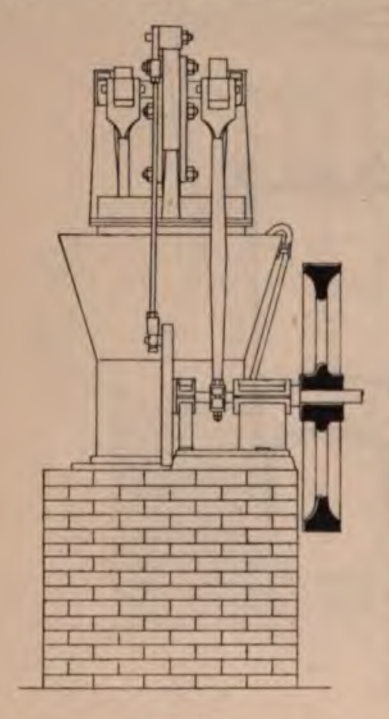


Fig. 132.

Eine derartige Zwillingsm ergiebt natürlich eine grössere förmigkeit der Bewegung und daher auch nur eines leichteren Sc rades.

Die an der früheren Ano bemerkten trichterförmigen Kühl sind auch hier beibehalten. Di pumpe L dient zum Ersatze der die Feuertöpfe entwichenen Luft. halb der die Arbeitskolben dich Lederstulpen sind kleine Venti gebracht, die sich öffnen, soba Spannung in den Cylindern wird als die im Windkessel der pumpe. Selbstverständlich is Pumpe abstellbar.

Eine sehr einfache Regulier durch ein beide Cylinder verbin ein Ventil W enthaltendes Rohr erreicht (Fig. 130). Oeffnet m Ventil, so wirkt die in dem einen Cylinder vorhandene Arbeitssp im andern als Gegendruck und es wird dadurch die Geschwindigk Maschine abnehmen. Die Verstellung dieses Ventils kann von oder selbstthätig erfolgen.

Der Vortheil des gleichförmigeren Ganges einer solchen M wird durch das Vorhandensein zweier Feuertöpfe, sowie der do Zahl von Dichtungen wieder aufgewogen; die Feuertöpfe, die nam an den Stellen scharfer Krümmung viel zu leiden haben, sind ü durch gusseiserne Mäntel vor der unmittelbaren Einwirkung der geschützt.

Die Maschinen wurden von Rennes in Utrecht (wie Mu

te, von $^1/_{30}$ bis zu 4e im Preise von 75 bis 1600 holländ. Guld.) von W. Fredenhagen in Offenbach gebaut.

Heissluftmaschine von G. A. Buschbaum. Diese geschlossene sluftmaschine zeichnet sich vor Allem durch eine grundsätzlich richtige ulierung aus. Wie erwähnt, regulierte man früher dadurch, dass bei zu

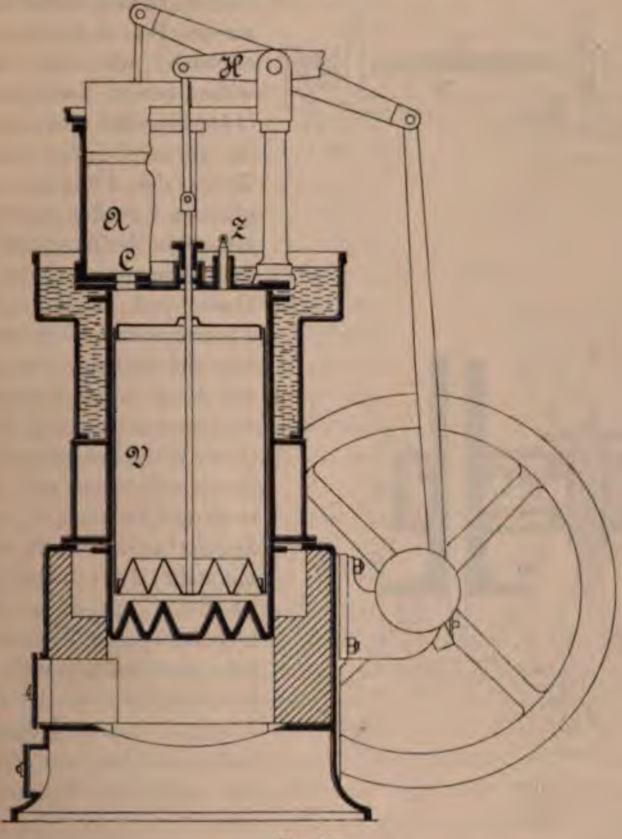


Fig. 133.

chem Gange sich ein Ventil öffnete, das gespannte Luft austreten liess r dass man eine Bremse auf das Schwungrad wirken liess; beide Mittel nichten einen Theil der Arbeit, regulieren also nicht den Betrag der eugten Arbeit. Slaby hat [Dingler's Polyt. Journ. Bd. 230 S. 379) auf hingewiesen, dass es grundsätzlich richtig sei, den Verdrängerhub inderlich zu machen und diesen Gedanken führt Buschbaum aus. Die tschen Patentschriften No. 6773, 14129, 18458 und 31128 zeigen veredene Durchführungen desselben Gedankens; wir führen nur diejenige an, die am zweckmässigsten erscheint und die auch der Erfinder allein ausführte

Die in Fig. 133 im Vertikalschnitt dargestellte Maschine hat einen aufrechten Verdrängercylinder V und einen auf dem Deckel desselben angeordneten Arbeitscylinder A; beide Cylinder stehen durch eine Oeffnung dauernd in Verbindung. Der Boden des Verdrängercylinders und der des aus Blech hergestellten Verdrängers ist gewellt, um die Heizfläche für die Luft zu vergrössern; diese Form wurde Buschbaum patentirt, obgleich, wie oben (S. 90) erwähnt, bereits Young und Kirk (1865) dieselbe verwendeten. Auch die Innenseite des cylindrischen Theils des Cylinders V ist zu gleichen Zwecken mit Riefen versehen, die der Axe parallel laufen. Die Feuergase umspülen den Boden und die Seitenwände des Feuertopfes und entweichen dann zum Schornstein. Der obere Theil von V ist durch Wasser gekühlt; um einer zu raschen Erwärmung dieses Wassermantels zu begegnen, ist zwischen ihm und dem Ofen noch ein Luftmantel angeordnet. Der Arbeitskolben K kommt nur mit kalter Luft in Berührung und ist daher mit einem Lederstulp abgedichtet. Die Verdrängerstange geht durch eine mit Hanf gedichtete Stopfbüchse. Im Deckel von V sitzt ein Zapfen Z, der als Sicherheitsventil dient und beim Abstellen der Maschine herausgenommen wird.

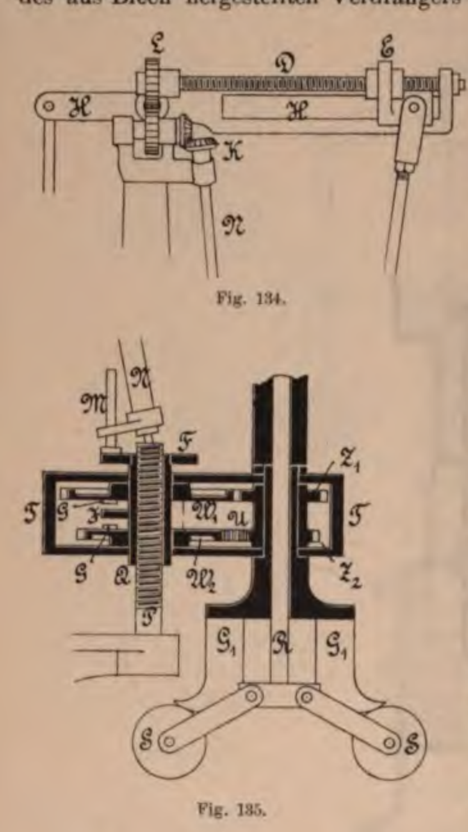


Fig. 134.

Fig. 135.

Bei kleinen Maschinen bewirkt Buschbaum die Regulierung dadurch, dass er in den Verbindungskanal C zwischen den Cylindern eine Drosselklappe einbaut. Auch diese einfache Regulierung muss als besser als die älteren Methoden bezeichnet werden. Für grössere Ausführungen aber wurde, wie erwähnt, behufs Regelung der Leistung der Verdrängerhub selbstwirkend verändert, welche Einrichtung die Fig. 134 und 135 erläutern. Neuerdings zieht die Firma vor, auch für grössere Motoren die einfachere Drosselregulierung anzuwenden. Auf der von der Maschinenwelle durch ein Kegelräderpaar getriebenen Regulatorspindel R verschiebt sich mittels Nuth und Feder das Gewicht G_1 und zwar zufolge der Stellungsänderungen

der als Rollen ausgeführten Schwunggewichte S des Regulators. Auf G_1 sitzt ein etwas verwickeltes Rädergestell T, das an den Verschiebungen von G_1 Theil nimmt. Mit der Spindel R drehen sich zwei Zahnräder Z_1 und Z_2, die mit zwei anderen W_1 und W_2 im Eingriff stehen; zwischen Z_2 und W_2 ist jedoch noch ein Zwischenrad U eingeschaltet, so dass der Sinn der Drehung von W_2 jenem von W_1 entgegengesetzt ist. Am Bett der Maschine ist eine Spindel P befestigt, auf welcher eine lange, oben mit einem Flansch F versehene Mutter Q sitzt; Q dient somit dem Gestelle T zur Führung. Die Räder W_1 und W_2, die sich lose auf Q drehen, sind je mit einer Knagge G versehen, die mit einem auf Q angeordneten Arme J in Berührung kommen kann. Je nach der Stellung des Rädergestells T wird demzufolge die Mutter Q in der einen oder andern Richtung gedreht und damit längs der Schraube P bewegt. Die Mutter Q trägt oben auf dem Flansch F einen Mitnehmer M, der die Drehung derselben auf die Welle M überträgt. Zufolge der Drehung von N endlich wird mittels der Kegelräder K und der Kugelräder L die Schraubenspindel D in Umdrehung versetzt und so der Schieber E längs des Verdrängerhebels H bewegt. An E ist die Schubstange für Hebel H befestigt, deren unteres Ende an eine auf der Maschinenwelle sitzende Kurbelscheibe angehängt ist. Die Drehung der Schraube D und demzufolge die Verschiebung von E hält so lange an, als der Arm J der Mutter Q mit einer der Knaggen G in Berührung ist; da sich aber Q auch längs der Spindel P bewegt, so wird der Eingriff von J und G gelöst und damit die Verstellung von E beendet. Läuft die Maschine zu rasch, so wird der Schieber E nach innen geschoben und umgekehrt.

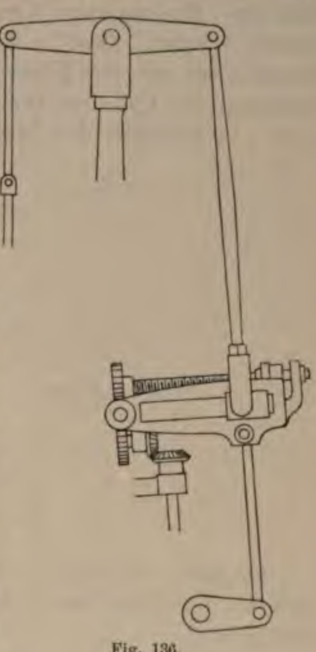


Fig. 136.

Die beschriebene Einrichtung wurde durch D. R. P. 14129 geschützt. Eine bauliche Abänderung zeigt D. R. P. 18458. Hier ist (Fig. 136) die Coulisse mit dem Schieber E nicht mehr am Verdrängerhebel angeordnet, sondern ist als ein selbstständiges Stück ausgebildet. Auf diese Weise ist das ganze Getriebe leichter zugänglich gemacht, wenngleich es etwas verwickelter erscheint.

Den Buschbaum'schen Maschinen werden alle Vorzüge von den Besitzern nachgerühmt; der Gang sei gleichmässig, der Kohlenverbrauch gering, die Wartung sehr einfach und die Feuertöpfe hielten sehr lange.

Für Buchdruckereien, Schleifereien, Holzbearbeitungswerkstätten usw. haben die Maschinen ausgedehnte Verwendung gefunden. Den Kohlenverbrauch giebt der Erbauer zu 2,5 bis 3 kg für die Stunde und Pferdekraft an. Eingehendere Versuche sind mit der Maschine noch nicht angestellt worden. Das in Fig. 137 abgebildete Diagramm einer ½ e Maschine ist mir vom Erbauer mitgetheilt worden; hiernach schwankt die Spannung im Cylinder von 0,9 bis 1,85 at. Das Sinken des Druckes unter 1 at bekundet den Mangel eines Luftventils.

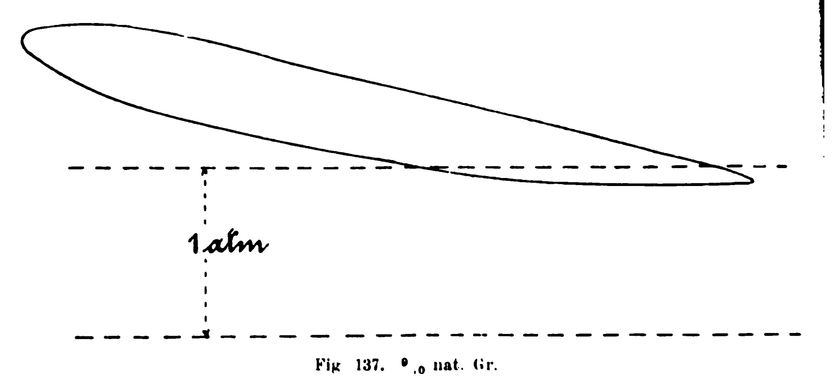


Fig. 137. 9/10 nat. Gr.

Bezüglich der Preise, Gewichte usw. giebt die folgende Liste Aufschluss. Die Maschinen werden von G. August Buschbaum in Darmstadt gebaut.

Leistung in Pferdestärken		½	1	1½	2	3
Preis ohne Regulator	M.	780	1150	1700	2200	2700
Preis mit Regulator	„	850	1250	1850	2350	2850
Preis eines Ersatztopfes	„	40	55	75	95	100
Seitenlänge d. quadr. Grundfläche	mm	660	850	1050	1160	1160
Höhe des Raumes	„	1800	2250	2500	2600	3250
Gewicht	kg	600	1000	1700	2300	2700
Minutl. Umdrehungszahl		150	140	140	130	130
Durchmesser der Riemenscheibe	mm	200	300	350	400	450

Eine andere Durchführung des Gedankens, die Leistung der Maschine durch Aenderung des Verdrängerhubes zu regulieren, giebt Schorch an (D. R. P. 17081). Diese Anordnung vermeidet Zahnräder und Schrauben; ob sie irgendwie Verwendung gefunden hat, ist mir unbekannt.

Die in den deutschen Patentschriften beschriebenen Neuerungen an geschlossenen und offenen Heissluftmaschinen bieten mancherlei Bemerkens-

werthes, obgleich von einer Verwerthung derselben in der Praxis mit Ausnahme der die vorbeschriebenen Maschinen betreffenden Neuerungen nichts bekannt geworden ist. Es mag noch Einiges das Wesentliche hervorgehoben werden.

Um dauernd mit einer 1 at übersteigenden Anfangsspannung arbeiten zu können, wendet Köhler (D. R. P. [illegible]) einen Akkumulator an; sinkt der Druck unter die Akkumulatorspannung, so öffnet sich ein Ventil und lässt die Luft in die Maschine treten.

Statt der geradlinig geführten Verdränger will Gray (D. R. P. 12[illegible]) einen schwingenden, Wippermann (D. R. P. [illegible]) einen umlaufenden verwenden; derartige Einrichtungen sind an und für sich gut, doch müssen dabei die Verdränger in besonderen Gefässen liegen, was bezüglich der schädlichen Räume fehlerhaft erscheint. Aufrecht stehende Verdränger und liegende Arbeitscylinder zeigt Hoppmann's Anordnung (D. R. P. 6781[illegible]). Lediglich erwähnt werden mögen die Vorschläge von Eimecke, W. Schmidt, Kunze, Capitaine und Gebhardt, [illegible] (veränderliche Ausdehnung der Luft), [illegible], [illegible], Wilcox, Martini und Raab.

Nachdem im Vorstehenden die geschlossenen Heissluftmaschinen behandelt worden sind, erübrigt es noch der

Feuerluftmaschinen

zu gedenken. Die Erwägung, dass es am richtigsten sein müsse, die Verbrennungsprodukte unmittelbar zur Arbeitsleistung zu verwerthen, hat den Erfindungstrieb sich immer wieder diesen Maschinen zuwenden lassen; trotzdem hat es nicht gelingen wollen, die praktischen Schwierigkeiten zu überwinden und meist verschwanden die zu einiger Lebensfähigkeit gelangten Anordnungen bald wieder vom Markte. Wie sich der Grundgedanke der Maschinen an wirklichen Ausführungen gestaltet und welches die Ergebnisse kalorimetrischer Untersuchung sind, hat Slaby in einer Abhandlung gezeigt, auf welche wir weiter unten eingehen werden.

Es giebt nur einige Ausführungen, die gebaut worden sind, und welche wir deshalb im Folgenden eingehender betrachten wollen.

Die in den Fig. 138 bis 141 dargestellte Feuerluftmaschine von Julius Hock (nach Bork's Kleinkraftmaschinen) zeigt die bekannten drei Theile, den Ofen O, den Arbeitscylinder A und die Pumpe P. Die beiden Cylinder sind übereinander angeordnet und zwischen ihnen ist ein hohles Gussstück vorhanden, in dem die Kurbelwelle gelagert ist. Der Arbeits- und der Pumpenkolben sind durch 4 Stangen fest miteinander verbunden und die Pleuelstange ist an den Pumpenkolben gehängt, um dies Lager möglichst kühl zu halten. Der Arbeitskolben trägt unten einen Blechcylinder B, um ihn und damit die Dichtungsringe möglichst

zu schützen. Der Luftpumpencylinder ist oben durch das Ventilgehäu geschlossen, in welchem 3 Saug- und 3 Druckventile leicht zugänglic liegen. Die angesaugte und verdichtete Luft wird durch das Rohr R ge

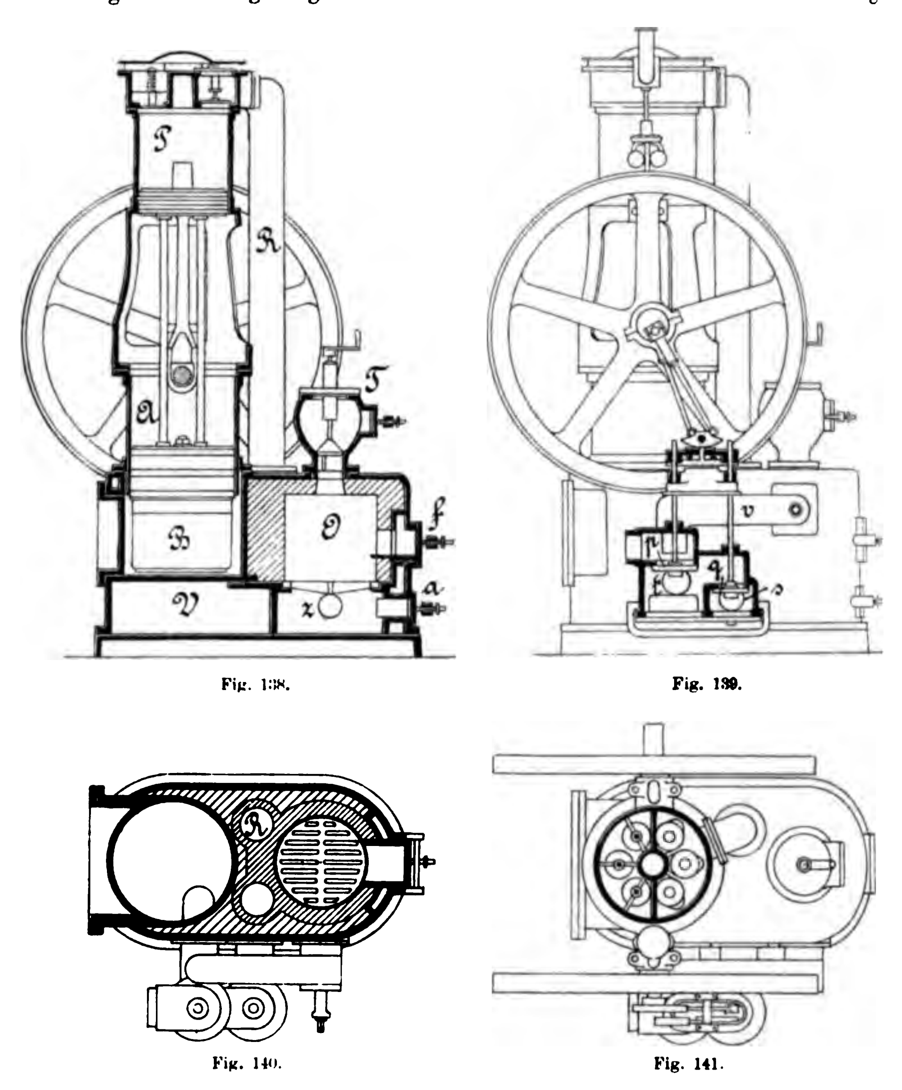


Fig. 138. Fig. 139.

Fig. 140. Fig. 141.

fördert und gelangt zum Theil durch z unter den Rost, zum Theil wir sie in den unter dem Arbeitscylinder liegenden Vorwärmer V und vo hier in den Feuerraum geleitet. Die erhitzte Arbeitsluft gelangt dara durch Rohr s und das Ventil q in den nach dem Arbeitscylinder führend

al t; hat dieselbe arbeitsleistend gewirkt, so tritt sie durch Ventil p dem Schornstein. Die Ventile p und q sind selbstverständlich ge-ert, doch ist der Mechanismus aus Bork's Zeichnungen nicht völlig zu erkennen. Die Beschickung des Ofens erfolgt mittels des Füll-ters T; man schliesst das in demselben befindliche Ventil und bringt Brennmaterial seitlich ein, worauf die Thür luftdicht verschlossen und Ventil geöffnet wird. Zum Anheizen des Ofens dient die Feuerthür f die Aschenthür a, die beim Betriebe natürlich luftdicht abgeschlossen len; zu gleichem Zwecke führt ein Rohr v unmittelbar nach dem rnstein, das durch ein Ventil beim Betriebe abgeschlossen wird. stverständlich ist der Feuerraum mit einer feuerfesten Chamottemasse ekleidet. An der Maschine ist ferner noch ein Regulator angebracht, die Druckventile der Pumpe öffnet und so den Druck in der Maschine ngert. Unten am Arbeitscylinder ist ein Reinigungsdeckel angeordnet.

Das Anheizen der Maschine erforderte etwa 20 Minuten. Während Betriebes soll eine weitere Wartung der Maschine unnöthig sein; der nstoff (Koks) ist in Zeitabschnitten von 1/2 bis 1 Stunde in besagter se einzubringen. Um die Maschine abzustellen, öffnet man das im r v befindliche Ventil.

Die grösste Spannung in der Maschine gab Bork nach Indikator-ungen bei Maschinen von

	1	2	3	4	5 Pferdestärken
zu	1,7	2,0	2,0	2,2	2,45 at abs. an.

Die Hock'schen Maschinen arbeiteten nach Bork mit Expansion. Verbrauch für die Stunde und Pferdestärke schätzte man auf 4—5 kg s, obgleich spätere Versuche nur 2 kg ergeben haben sollen. Der ein-amtliche Versuch an Hock'schen Maschinen (in Erfurt 1878 ausge-t) blieb wegen eines Mangels an der Maschine unveröffentlicht, daher betreffs des Verbrauchs keine sicheren Zahlen angeben lassen.

Musil gab (Bericht über die Weltausstellung in Paris 1878 Heft V) dass Hock & Co. in Wien die Maschinen von 1 bis 4 e im Preise 1200 bis 2400 fl. ö. W. bauten.

Neuerungen betreffs Regulirung usw. der Hock'schen Maschinen hte D. R. P. 8365.

Feuerluftmaschine von F. Brown (New-York). In gewissem ensatze zur Hock'schen Maschine sind bei der Brown'schen Ofen, eitscylinder und Luftpumpe hintereinander angeordnet, und zwar steht Theil für sich auf der gemeinschaftlichen Grundplatte der Maschine. der Fig. 142 wird die ganze Anordnung sofort klar. Die Luftpumpe P t durch Ventil s Luft an, verdichtet dieselbe und drückt sie durch il d in den in der Grundplatte vorgesehenen Kanal C. Um das nde Geräusch beim Ansaugen der Luft zu mildern, ist vor dem Ventil s

ein Saugkanal a angebracht, von rechteckigem Querschnitte, in dem sich eine Anzahl abwechselnd von rechts und von links vorspringender Zwischenwände befinden, so dass die Luft im Zickzack eintritt und nicht so heftig gegen das Saugventil stösst. Von dem Kanal c gelangt die Luft durch die Röhren p und q nach den Rahmen der Feuerthür f und der Aschenthür g; am Rohr p befindet sich ein Sicherheitsventil. Die Rahmen der erwähnten Thüren haben je eine Anzahl Oeffnungen, um die Luft theils unter den Rost, theils in den Verbrennungsraum zu führen; durch diese Anordnung werden die Rahmen und die Thüren zugleich gekühlt. Vom Verbrennungsraum gelangen die heissen Gase durch eine Rohrleitung nach

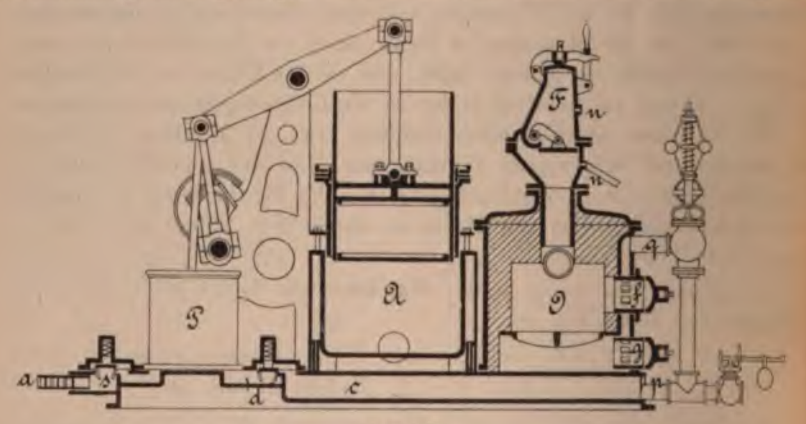


Fig. 142.

dem Arbeitscylinder A; den Zutritt der letzteren reguliert ein gesteuertes Ventil so, dass die Maschine mit Expansion arbeitet. Der Arbeitskolben, unten durch einen Blechcylinder verlängert, ist als Taucher gebaut und wird durch einen Lederstulp gedichtet; der Druckring des Stulpes dient zugleich als Oelbehälter. Die Maschinenwelle liegt seitlich vom Cylinder und wird durch Kurbel und Pleuelstange von einem Hebel bewegt, dessen anderes Ende an den Arbeitskolben angeschlossen ist; am äusseren Ende des Hebels hängt auch die Luftpumpenstange.

Der Ofen O ist selbstredend innen mit feuerfester Masse ausgefüttert; die Beschickung erfolgt ähnlich wie bei Hock. Auf den Ofen ist ein Fülltrichter F aufgesetzt, der im Innern eine von einem Handhebel zu öffnende Klappe besitzt und oben durch einen Deckel mittels Bügel und Excenter verschlossen wird. Man bringt nun den Brennstoff bei geschlossener Klappe von oben ein. Bevor man, nach Verschluss des Deckels, die Klappe öffnen kann, muss der Druck über und unter derselben ausgeglichen werden. Zu dem Zwecke ist an die Warzen n eine (nicht gezeichnete) Rohrverbindung angeschlossen, die einen Hahn enthält; öffnet

man letzteren, so wird der Druck ausgeglichen und die Klappe kann geöffnet werden, um den auf ihr liegenden Brennstoff dem Roste zuzuführen. Zum Anheizen der Maschine werden die Thüren f und g benutzt, bei geöffneter Aufschüttklappe; die Maschine wird dabei soweit gedreht, dass der Arbeitskolben im unteren todten Punkte steht. Ist das Feuer ordentlich im Gange, so schliesst man alle Thüren luftdicht ab und erzeugt mittels einer Handpumpe in der Maschine einen Druck von etwa 1,5 at. Dreht man nun das Schwungrad, so kommt die Maschine leicht in Gang.

Eine Regulierung der Maschine wird dadurch erreicht, dass der Regulator ein in der Luftleitung q liegendes Ventil verstellt, d. h. dass er die Druckluft drosselt.

Die Brown'sche Maschine wird nach Dingler's Polyt. Journ., Bd. 237, vielfach an den Küsten Deutschlands zum Betriebe der Nebelhörner und Sirenen benutzt (in Arcona auf Rügen z. B. noch heute). Diese Maschinen haben im Arbeitscylinder 812 mm Bohrung und 508 mm Hub, in der Pumpe 267 mm Bohrung und 609 mm Hub und machen 60 Umdrehungen. Die Verdichtung der Luft geht bis zu 2,5 bis 3 at Ueberdruck.

Slaby hat in Dingler's Polyt. Journ. Bd. 232 S. 200 eine sehr gründliche Untersuchung des Grundgedankens und der Wirkungsweise dieser Maschinen mitgetheilt. Die nöthigen Versuche wurden von ihm und Brauer an einer bei Siemens & Halske in Berlin aufgestellten Maschine vorgenommen, deren Abmessungen die folgenden waren:

Bohrung der Pumpe	331 mm
Hub derselben	461 „
Bohrung des Arbeitscylinders	406 „
Hub desselben	415 „

Die wesentlichsten Ergebnisse des Versuches sind folgende:

Mittlere indicirte Leistung des Arbeitscylinders	10,94 e
Mittlere indicirte Leistung der Luftpumpe	8,05 „
Mittlere indicirte Nutzleistung	2,89 e
Mittlere Bremsleistung	2,17 „
Mittlerer Wirkungsgrad somit	0,75
Mittlere Umdrehungszahl	78
Dauer des Versuchs in Minuten	177

Brennstoffverbrauch:

Zum Anheizen	7,24	kg Holzkohlen
Während des Versuchs . .	28,35	„ Koks
Für Pfst. und St.	4,43	„ „

Die Regelmässigkeit der Leistung liess viel zu wünschen übrig; trotzdem die Maschine durch einen mit ihr durchaus vertrauten Heizer bedient wurde, musste die Bremsbelastung oft geändert werden, um einigermassen

gleichmässige Umdrehungszahlen zu erhalten. In den Fig. 143 bis 145 sind 3 Diagramme mitgetheilt, wie sie an der Pumpe, am Arbeitscylinder und am Ofen abgenommen wurden.

In Fig. 143 zeigt AB den Verlauf der Verdichtung der angesaugten Luft (bis zu 3 at), BC den Spannungsverlauf während der Ueberführung der Luft in den Ofen. Beim Rückgange des Pumpenkolbens dehnt sich die im schädlichen Raume befindliche Luft nach CD aus; ist der Druck

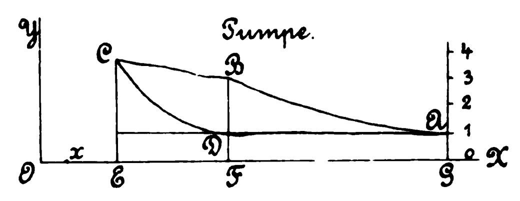


Fig 143. 9/10 nat. Gr.

der äusseren Luft erreicht, so beginnt das Saugen. Infolge sehr grosser schädlicher Räume tritt das Saugen erst bei etwa 0,3 des Rückhubes ein; den Saugvorgang stellt DA dar.

Fig. 144 giebt das Diagramm des Arbeitscylinders. CB entspricht der Volldruckwirkung, von B bis A dehnen sich die Gase aus, so dass die Cylinderfüllung 0,48 beträgt. Die Ausdehnung wird nicht bis auf

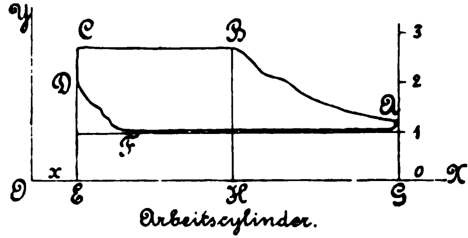


Fig. 144. 9/10 nat. Gr.

1 at ausgenutzt. Beim Kolbenrückgange erfolgt der Austritt, etwa während 0,85 des Hubes, und darauf die Verdichtung nach FD.

Endlich zeigt Fig. 145 das Diagramm des Ofens. Saugt die Luftpumpe, so geht der Indikatorstift auf AB hin, da im Arbeitscylinder mittlerweile der Austritt statthat; der Ofen ist also völlig abgeschlossen und der Druck ist dauernd 3,25 at. Beim Rückgange wird der Arbeitscylinder gefüllt, daher sinkt die Spannung; mittlerweile verdichtet die Pumpe die angesaugte Luft, die Verbindung mit dem Arbeitscylinder wird abgeschnitten und das Druckventil öffnet sich, so dass der Stift die Kurve CD beschreibt.

Die schädlichen Räume des Arbeits- und des Pumpencylinders sind

trächtlich. Sieht man zunächst von denselben ab, so lässt sich der ›rgang an der Hand der Fig. 146 leicht verfolgen.

Die Arbeitsluft trete mit der Spannung p_1 in den Cylinder ein; bei nügender Grösse des Ofens ist diese Spannung gleichbleibend. OE = AB das eingetretene Luftvolumen, wenn man die Kolbenfläche gleich

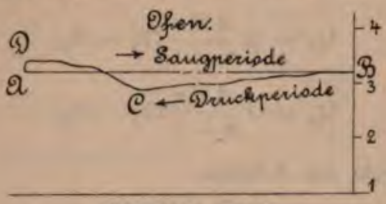


Fig 145. $^9/_{10}$ nat. Gr.

er Einheit nimmt. Die Temperatur im Punkte B sei T_1. Nunmehr ehne sich die Luft adiabatisch (BC) bis auf 1 at aus; Temperatur T_2.)F ist das gesammte Cylindervolumen. Auf dem Rückwege erfolgt der ustritt, so dass ABCD die gewonnene Arbeit darstellt. Von letzterer t aber die für die Luftpumpe erforderliche Arbeit abzuziehen. Die umpe saugt beim Drucke p_2 das Volumen OK = DH an und verdichtet

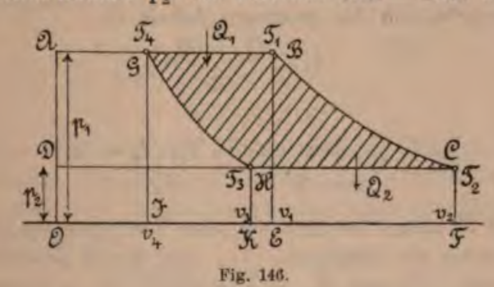


Fig. 146.

auf p_1 (Volumen OJ = AG), unter Steigerung der Temperatur von T_3 ıf T_4. Schliesslich wird die Luft unter Spannung p_1 in den Ofen ge- hoben (GA). Die Pumpe verbraucht somit die Arbeit DHGA.

Die Diagramme der Pumpe und des Arbeitscylinders sind in Fig. 146 ıfeinandergelegt, so dass ihr Unterschied GBCH die wirklich gewonnene rbeit darstellt.

Dem dargelegten Processe gleichwerthig ist nun der folgende: Ein ıftvolumen vom Zustande $p_1 v_4 T_4$ (Punkt G) geht unter einer Wärme- fuhr Q_1 bei gleichbleibendem Drucke über in den Zustand $p_1 v_1 T_1$ unkt B) und dehnt sich alsdann adiabatisch auf $p_2 v_2 T_2$ aus. Unter ıer Wärmeabfuhr Q_2 wird die Luft alsdann in den Zustand $p_2 v_3 T_3$ ergeführt und adiabatisch auf den Anfangszustand $p_1 v_4 T_4$ verdichtet. das wirksame Luftgewicht = G kg, so hat man sofort

$$Q_1 = G c_p (T_1 - T_4) \qquad 260)$$

$$Q_2 = G c_p (T_2 - T_3) \qquad 261)$$

Mittels der bekannten Beziehung

$$c_p - c_v = c_v (\varkappa - 1) = A R \qquad 262)$$

wird

$$Q_1 = G \frac{A R \varkappa}{\varkappa - 1} (T_1 - T_4) \qquad 263)$$

$$Q_2 = G \frac{A R \varkappa}{\varkappa - 1} (T_2 - T_3). \qquad 264)$$

Aus dem Gesetze der Adiabate

$$p v^{\varkappa} = \text{Const} \qquad 265)$$

und aus

$$p v = R T \qquad 266)$$

folgt dann weiter

$$T_2 T_4 = T_1 T_3 \qquad 267)$$

und damit

$$Q_2 = Q_1 \frac{T_3}{T_4} \qquad 268)$$

Endlich ergiebt sich die geleistete Arbeit zu

$$L = \frac{Q_1 - Q_2}{A} \qquad 269)$$

oder

$$L = G \frac{R \varkappa}{\varkappa - 1} \cdot \frac{(T_1 - T_4)(T_4 - T_3)}{T_4} \qquad 270)$$

Die Arbeit L hängt hiernach von den Temperaturen ab. Die höch derselben, T_1, sowie die niedrigste, T_3, sind durch praktische Rücksic nahmen bestimmt. T_2 und T_4 sind dagegen so zu bestimmen, dass am grössten wird. Differenzirt man L nach T_4 und setzt die Ableitu gleich Null, so wird

$$-1 + \frac{T_1 T_3}{T_4^2} = 0 \text{ oder } T_4 = \sqrt{T_1 T_3} \qquad 271)$$

(Zeuner, Mech. Wärmetheorie S. 211), d. h. Luft soll im Zust grösster Verdichtung in der Pumpe (Punkt G) dieselbe Temperatur sitzen wie zu Ende der Ausdehnung (Punkt C). Damit wird

$$L_{max} = G \frac{R \varkappa}{\varkappa - 1} (\sqrt{T_1} - \sqrt{T_3})^2 \qquad 272)$$

und die Leistung in Pferdestärken bei n Umdrehungen:

$$N_{max} = \frac{G n}{60 . 75} \cdot \frac{R \varkappa}{\varkappa - 1} (\sqrt{T_1} - \sqrt{T_3})^2. \qquad 273)$$

Der Druck im Ofen ergiebt sich aus

$$p_1 = p_2 \left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}} \tag{274}$$

ıd die Volumina aus

$$\text{Pumpe: } v_3 = G \frac{R\,T_3}{p_2} \tag{275}$$

$$\text{Arbeitscylinder: } v_2 = G \frac{R\,T_2}{p_2}. \tag{276}$$

Die Füllung in Letzterem ist

$$v_1 = G \frac{R\,T_1}{p_1}. \tag{277}$$

Das Vorstehende enthält die Grundzüge der Theorie der Feuerluft-ıschinen und wir wollen nun sehen, wie sich die Brown'sche Maschine ›rzu verhält. Zu dem Zwecke muss zunächst die Grösse des schädlichen ıumes der Pumpe berechnet werden. Slaby sieht die Kurve AB in g. 143 als Adiabate an; die zu ermittelnde Grösse ist in der Zeichnung t $OE = x$ bezeichnet. Die Spannungen in A und E betragen 1 bezw. ıt. Daher ergiebt sich

$$1\,(x + EG)^{1,41} = 3\,(x + EF)^{1,41} \tag{278}$$

ı mit $EG = 1$ und $EF = 0,333$ wird

$$x = 0,2316. \tag{279}$$

Die Strecke EG stellt das Hubvolumen der Pumpe dar, d. h. (siehe oben gegebenen Abmessungen der Maschine) 0,039668 cbm und damit d $x = 0,009189$ cbm; in der Pumpe sind somit enthalten 0,048857 cbm ft, die bei 20° wiegen

$$G_0 = \frac{0,048857 \,.\, 10000}{29,272 \,.\, 293} = 0,056968 \text{ kg}. \tag{280}$$

Das dem Ofen zugeführte Luftgewicht ist um das im schädlichen ıum verbliebene kleiner als G_0. Im Punkte B der Verdichtungslinie rrscht die Temperatur T_4 und der Druck $p_1 = 3$ at, im Punkte A da-gen T_3 bezw. p_2. Nach der Adiabate ist

$$T_4 = T_3 \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} = 403^0 = 273^0 + 130^0. \tag{281}$$

Während des Ueberführens der Luft in den Ofen bleibe die Tempe-ıtur dieselbe, der Druck aber steigt auf $EC = 3,7$ at und damit wird ıs Luftgewicht im schädlichen Raume

$$G_s = \frac{0,009189 \,.\, 37000}{29,272 \,.\, 403} = 0,028828 \text{ kg}. \tag{282}$$

Mithin wurde dem Ofen zugeführt das wirkende Luftgewicht

$$G_w = 0{,}028140 \text{ kg}. \tag{283}$$

Die Maschine machte während des ganzen Versuchs 13806 Umdrehungen und brauchte 28,25 kg Koks. Rechnet man 5 % Asche, so ergeben sich für den Hub 0,001951 kg reiner Kohlenstoff. Zur vollständigen Verbrennung von 1 kg C sind 11,59 kg Luft nöthig, mithin für den Hub 0,022612 kg Luft, d. h. 80 % der in den Ofen gedrückten Luft. Aus dem Arbeitscylinder entweichen also bei jedem Hub 0,028140 kg Luft + 0,001951 kg C = 0,030091 kg Gase.

Das Arbeitscylindervolumen beträgt 0,053726 cbm; da jedoch das Austrittsventil bei 0,85 des Hubes abschliesst, so werden bei jedem Hube ausgetrieben 0,045667 cbm. Damit hat man das Volumen, das Gewicht und den Druck der Austrittsgase; ihre Temperatur wurde zu 290° gemessen. Die Konstante R beträgt für

Luft	$R = 29{,}272$	284)
Kohlensäure . . .	$R = 19{,}14$	
Stickstoff	$R = 30{,}13$	

Für das Gemisch ergiebt sich mit obigen Zahlen

$$R = \frac{0{,}045667 \,.\, 10000}{563 \,.\, 0{,}030091} = 26{,}96. \tag{285}$$

Andererseits findet sich unter Annahme völliger Verbrennung die Zusammensetzung des Gemisches zu

Stickstoff . . .	0,017411 kg =	57,8 %
Kohlensäure . .	0,007153 „ =	23,8 „
Luft	0,005528 „ =	18,4 „
	0,030092 kg =	100 %

Multiplicirt man diese Beträge mit den betreffenden Werthen von R und dividirt man durch die Summe die Beträge, so erhält man 27,35, in genügender Uebereinstimmung mit obigem Werthe.

Die Ermittelung des schädlichen Raumes des Arbeitscylinders erfolgt mittels der Ausdehnungslinie BA (Fig. 144), die als Adiabate betrachtet wird. Der Druck in B ist 2,7 at, in A 1,17 at. Die Grösse x findet sich aus

$$2{,}7\,(EH + x)^{1{,}41} = 1{,}17\,(EG + x)^{1{,}41} \tag{286}$$

mit FG = 1 und EH = 0,487 zu

$$x = 0{,}1466. \tag{287}$$

EG stellt das Hubvolumen = 0,053726 cbm dar, somit ist der schädliche Raum = 0,007873 cbm. Steht der Kolben oben, so beträgt das Volumen daher 0,061599 cbm; bei 1,17 at Druck und einer Temperatur von 290 + 273 = 563° ist somit das Gewicht

$$G = \frac{0,061599 \,.\, 11700}{26,96 \,.\, 563} = 0,047347 \text{ kg}. \qquad 288)$$

Bei jedem Hube entweichen 0,030091 kg, also verbleiben im schäd-
hen Raume 0,017256 kg.

Die höchste Temperatur T_1 findet sich zu

$$T_1 = T_2 \left(\frac{2,7}{1,17}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} = 718 = 273 + 445^0. \qquad 289)$$

Nun können die Wärmebeträge berechnet werden. Die Luft tritt mit
$T_4 = 403$ in den Ofen und wird auf $T_1 = 718$ erwärmt, d. h. um 315^0;
azu ist erforderlich die Wärmemenge

$$Q_1 = 0,047347 \,.\, 315 \,.\, 0,2475 = 3,5423 \text{ c}. \qquad 290)$$

Bei jedem Hube verbrennen 0,001951 kg C; bei Annahme eines
[eizwerthes von 7000 c werden somit frei 13,367 c. Durch Strahlung,
nvollständige Verbrennung usw. gehen daher verloren 10,1147 c und der
Virkungsgrad der Feuerung wird

$$\eta_f = 0,26. \qquad 291)$$

Die mittlere indicirte Leistung war 10,94 e bei 78 Umdrehungen
der in Wärmeeinheiten

$$\frac{10,94 \,.\, 75 \,.\, 60}{78 \,.\, 424} = 1,4885 \text{ c}. \qquad 292)$$

Somit führen die Abgase an Wärme ab

$$3,5423 - 1,4885 = 2,0538 \text{ c}. \qquad 293)$$

Zur Probe dieses Werthes dient folgendes: Bei jedem Hube ent-
eichen 0,030091 kg mit 290^0. Die Gase entweichen ins Freie; bei An-
ahme von 5^0 Lufttemperatur ergeben sich

$$0,030091 \; (290-5) \; 0,2375 = 2,0368 \text{ c} \qquad 294)$$

1 guter Uebereinstimmung mit Obigem.

Die Pumpe brauchte 8,05 e oder 1,0704 c. Nutzbar wurden daher nur

$$1,4885 - 1,0704 = 0,4181 \text{ c} \qquad 295)$$

der 0,12 obiger 3,5423 c (thermisches Güteverhältniss). Ein Carnot'-
cher Process liefert nach Slaby 0,39 bei Annahme der oberen Grenz-
emperatur zu 718 bezw. 445^0 C. Der Wirkungsgrad der Brown'schen
Maschine würde damit werden

$$\frac{0,12}{0,39} = 0,31. \qquad 296)$$

Das wirthschaftliche Güteverhältniss ist schliesslich

$$\eta = \eta_f \, \eta_s \, \eta_i \frac{T_1 - T_2}{T_1} \qquad 297)$$

worin η_f den Wirkungsgrad der Feuerung bedeutet, η_s den des Kreis-

processes, η_i den indicirten Wirkungsgrad und der Bruch den des Carnot'schen Processes; es findet sich

$$\eta = 0{,}26 \,.\, 0{,}31 \,.\, 0{,}75 \,.\, 0{,}39 = 0{,}023 \qquad 298)$$

d. h. von der gesammten Heizwärme des Brennstoffes werden 2,3% in Nutzarbeit umgesetzt.

Die Brown'sche Maschine ist hiernach bezüglich ihrer Feuerung schlechter als geschlossene Heisluftmaschinen, die ein η_f von etwa 0,50 ergeben. Hieran mag der Wärmeverlust durch Strahlung und Leitung hauptsächlich Schuld sein. Slaby führt an, dass es nicht möglich gewesen sei, längere Zeit in der Nähe des Ofens zu bleiben. Ferner entweichen bei diesen Maschinen die Abgase mit viel zu hoher Temperatur. Schliesslich veranlassen die unverhältnissmässig grossen schädlichen Räume beträchtliche Verluste.

Das thermische Güteverhältniss der Maschine ist 0,12; da geschlossene Maschinen gleiche oder höhere Werthe aufweisen, so haben auch in dieser Beziehung die Feuerluftmaschinen keinen Vorzug. Dagegen liegt hier der indicirte Wirkungsgrad etwas höher, so dass doch schliesslich der Werth von η derselbe bleibt.

Weiterhin gelangte eine Feuerluftmaschine auf den Markt, welche s. Z. viel Aufsehen erregte; es war dies die etwa 1888 bekannt gewordene Konstruktion von Benier, welche sich von derjenigen von Brown wesentlich nur in praktischer Beziehung unterscheidet. Benier ordnet den Arbeitscylinder direkt über dem Ofen (vertikal) an und legt die Luftpumpe horizontal; die Fig. 147 bis 149 erläutern die Konstruktion. Der Brennstoff (Koks) wird dem Ofen aus einem Trichter mittels eines schräg laufenden Schiebers durch ein Paternosterwerk zugeführt. Den Rost umgiebt ein leicht auswechselbarer Graphitring, welcher 4 bis 5 Monate gehalten haben soll. Die von der Luftpumpe komprimirte Luft wird durch einen von einer Daumenscheibe gesteuerten Schieber dem Ofen zugeführt, jedoch derart, dass nur der grössere Theil dieser Luft direkt unter den Rost gelangt, während der andere Theil oben am Kolben eingeführt wird. Der Arbeitskolben ist sehr lang gebaut und in seinem oberen Theil ohne Stopfbüchse dicht schliessend geführt, während er unten 1 mm von der Wand absteht. Benier hat also mit Geschick die der Verbrennung und Verschmutzung unterworfene Stopfbüchse vermieden und erreicht durch die obere Luftzufuhr eine wirkungsvolle Kühlung und Entfernung angesetzter Aschentheilchen; die Thatsache, dass sich beim Abstellen dieser Luftzufuhr der Arbeitskolben nach wenigen Umdrehungen festsetzte, begreift man hiernach ohne weiteres.

Das Austrittsventil wird von einem Daumen mittels eines Hebels gesteuert. Der Regulator verengt bei zu raschem Gange den unter den Rost führenden Kanal für die Druckluft, ändert also das Verhältniss der oben und unten zutretenden Luft.

Slaby hat eine 4pf. Maschine dieser Konstruktion im Dezember 1887 ɪgehend untersucht (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1889 S. 89). Die Maschine

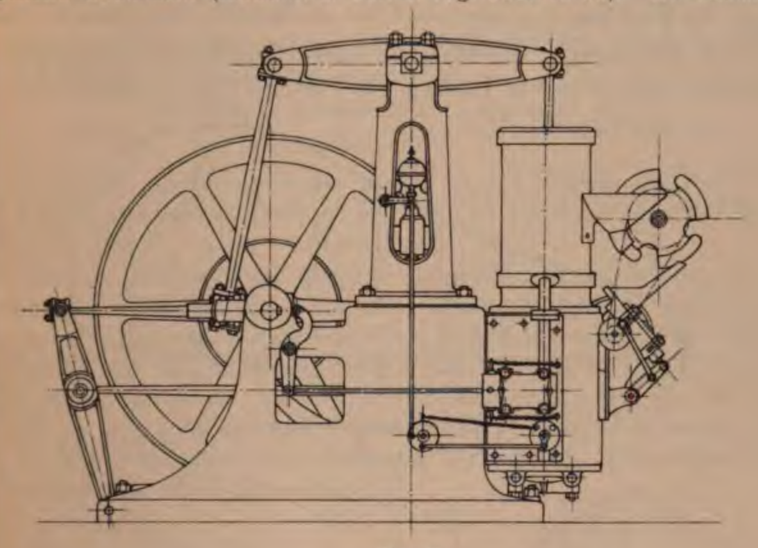


Fig. 147.

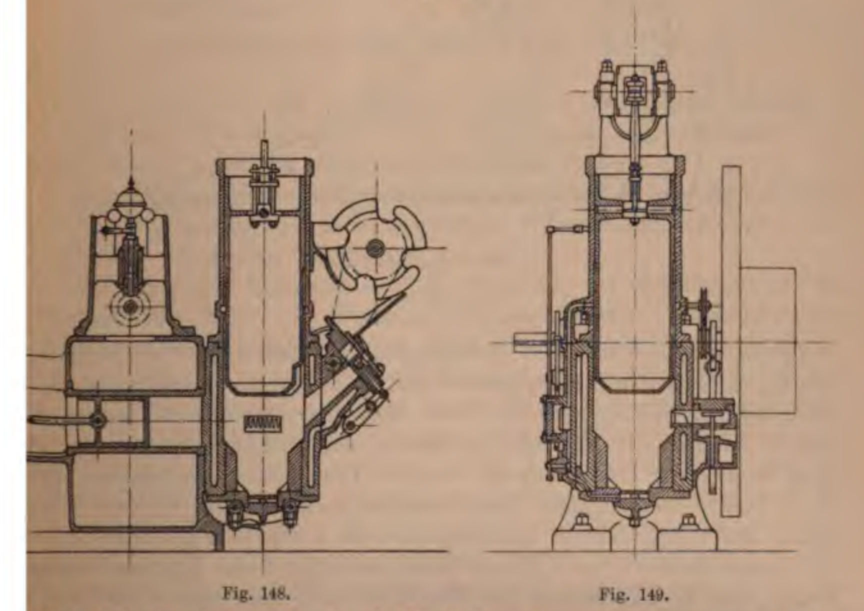


Fig. 148. Fig. 149.

ɪef im Mittel mit 117,6 minutl. Umdrehungen und leistete unter der Bremse 4,03 Pfst. Aus den sehr zahlreich abgenommenen Diagrammen

des Arbeitscylinders und der Pumpe sind Mitteldiagramme gebildet wor welche der Untersuchung zu Grunde liegen; diese beiden Diagram zeigen die Fig. 150 und 151.

Die Abmessungen der Maschine waren: Durchm. d. Arbeitscylind 339,8 mm, Hub 349,5 mm, Durchm. der Pumpe 279,5 mm, Hub 225,5 m

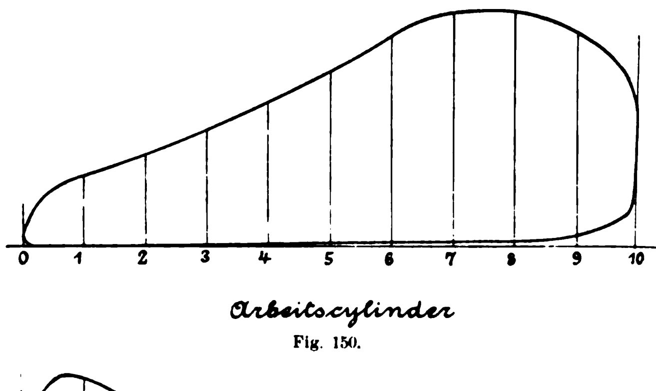


Fig. 150.

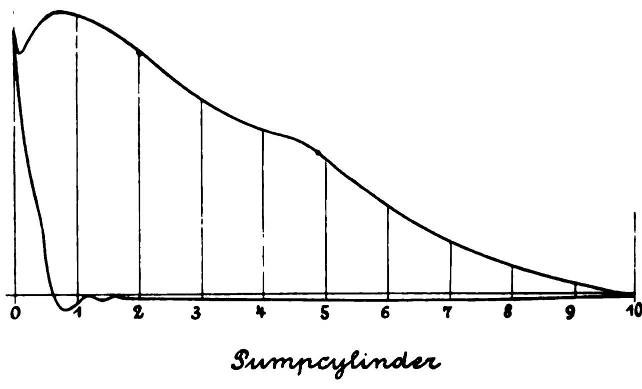


Fig. 151.

Volumverhältniss beider 2,29. Die Diagramme ergaben indicirte Spannunge von 1,114 kg/qcm im Arbeitscylinder und 0,935 kg/qcm in der Pumpe, dab die indicirten Leistungen zu 9,23 bezw. 3,38 Pfst. Die indicirte Gesammtlei tung ist somit = 5,85 Pfst. und der mechanische Wirkungsgrad = 0,69. A oben angeführten Zahlen ergiebt sich das Hubvolumen des Arbeitscylinde zu 31,695 l; der schädliche Raum desselben zerlegt sich in 13,230 l heiss Raum und 0,794 l kalten Raum, zusammen somit 14,024 l oder 44,2⁰ Die Pumpe hatte 13,836 l Hubvolumen und 0,803 l oder 5,8⁰/₀ schädlich Raum. Für die Exponenten der Diagrammlinien, aufgefasst als Polytrop pv^n = Const., ermittelt Slaby folgende Werthe: Expansion im Arbei cylinder (2—6) n = 1,064; Kompression in der Pumpe (von 9—5,

$n = 1{,}191$. Mit der Annahme, dass die eingesaugte Luft im Punkte 10 eine absolute Temperatur von 300° habe, findet sich die absolute Temperatur beim Uebertritt der Pressluft in die Feuerung zu $T_2 = 333°$.

Nunmehr kann das pro Hub wirkende Luftgewicht berechnet werden. In der Pumpe sind vorhanden (Punkt 10)

$$G_p = \frac{(0{,}013836 + 0{,}000803)\, 0{,}96 \,.\, 10000}{29{,}272 \,.\, 300} = 0{,}016001 \text{ kg}$$

Aehnlich berechnet sich das in der inneren Todlage des Kolbens in der Pumpe verbleibende Luftgewicht zu $G'_p = 0{,}002378$ kg; zur Wirkung kommen somit $G_p - G'_p = 0{,}013623$ kg.

Das im Arbeitscylinder wirkende Gasgewicht ist um das Gewicht des verbrannten Kokes grösser. Letzterer enthielt 92,764% C und 4,506% Asche. Pro Hub wurden verbrannt 0,00118 kg Koks, welche 0,001095 kg C enthielten; das Gasgewicht ist daher 0,014718 kg. Da 1 kg C 11,59 kg Luft zur vollkommenen Verbrennung braucht, ergiebt sich hier ein Luftbedarf von 0,012633 kg; es ist daher ca. 1 g Luft zuviel vorhanden, oder 92,7% der vorhandenen Luft dienen zur Verbrennung. Die Abgase haben rechnerisch folgende Zusammensetzung:

	CO_2	N	O
Vorhandenes Gewicht in g	4,00	10,42	0,24
In Volumprocenten	19,37	79,03	1,60

Die Analyse ergab im Mittel 19,13% CO_2, 79,11% N und 1,76% O + CO.

Da 1 kg C bei der Verbrennung 8000 c entwickelt, werden in vorliegendem Falle frei 8,72 c; der Wärmewerth der indicirten Arbeit beträgt 0,53 c, somit der thermische Nutzeffekt 6,05%.

Aus den bezüglich des Kühlwassers angestellten Beobachtungen findet sich die von diesem pro Hub abgeführte Wärmemenge zu 3,63 c oder 41,5% der verfügbaren Wärme.

Während des Ueberströmens der Pressluft aus der Pumpe in den Arbeitscylinder kann die Maschine als geschlossene Heissluftmaschine aufgefasst werden; Slaby wendet daher hier das oben S. 96 geschilderte Untersuchungsverfahren an. Wir geben nur kurz weitere Ergebnisse hier an. Im Arbeitscylinder verbleiben in der untersten Stellung des Kolbens noch im Cylinder 0,00474 kg, insgesammt sind somit im Cylinder vorhanden 0,014718 + 0,00474 = 0,01946 kg. Das Auslassventil öffnet sich bei 0,9 des Hubes; die hier herrschende Temperatur berechnet sich zu $T_a = 1278$. Die Messung der Temperatur der abziehenden Gase ergab 700° C.; die mit den Gasen abgeführte Wärme ermittelt Slaby unter Benutzung von $c_p = 0{,}262$ gemäss der Untersuchungen von Mallard und Lechatelier für das Temperaturintervall von 700 bis 27° zu $Q'_a = 2{,}59$ c. Im Augenblicke der Ventileröffnung herrscht noch

ein Ueberdruck, welcher den Gasen eine bestimmte kinetische Energie (Strömungsenergie) verleiht, deren Werth Slaby zu 1,44 c bestimmt. Somit entführen die Abgase 2,59 + 1,44 = 4,03 c. Mit diesen Werthen stellt sich dann die Bilanz wie folgt:

In effektive Arbeit verwandelt	0,37 c =	4,1%
Reibungsverlust in der Maschine	0,16 „ =	1,9 „
An das Kühlwasser abgegeben	3,63 „ =	41,5 „
In den Abgasen fortgeführt	4,03 „ =	46,5 „
Rest (Strahlung etc.)	0,53 „ =	6,0 „
wie oben	8,72 c =	100,0%

Der niedrige mechanische Wirkungsgrad erklärt sich dadurch, dass die Brennstoffspeisevorrichtung mit einbezogen ist; unter Einschluss der letzteren beträgt der stündliche Koksverbrauch pro eff. Pfst. 2,1 kg, bei Ausschluss derselben 1,64 kg, während er pro ind. Pfst. sich auf 1,44 kg stellt. Die höchste auftretende Temperatur beträgt 1400° C.

Ein Vergleich dieser Ergebnisse mit den oben S. 161 angeführten Resultaten der Untersuchung einer Brown'schen Maschine zeigt die Ueberlegenheit der Benier'schen Konstruktion. Der bedeutend höhere thermische Wirkungsgrad (6 gegen 3%) erklärt sich durch die höhere Maximaltemperatur (1400 gegen 445° C.).

Der Bau der Benier'schen Maschinen dürfte gleichfalls aufgegeben worden sein.

An weiteren Bestrebungen, die Feuerluftmaschinen lebensfähig zu machen, hat es nicht gefehlt, doch ist keine der vorgeschlagenen Anordnungen zu praktischer Bedeutung gelangt.

Als den Feuerluftmaschinen in gewissem Sinne zugehörig m... noch die Maschine A. Todt's (D. R. P. 8925 u. 11 301) hier angeführt werden. Er saugt mittels einer Pumpe Luft an, verdichtet sie ...

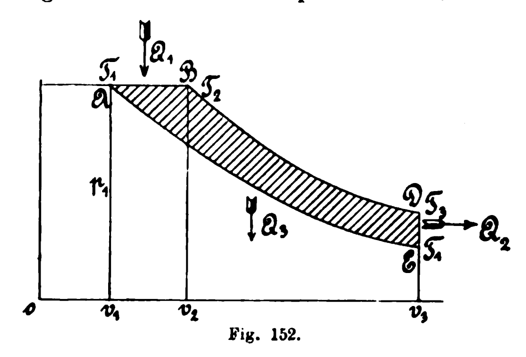


Fig. 152.

schiebt sie in den Ofen. Von hier gelangen die Feuergase nach dem Arbeitscylinder und wirken hier während eines Theils des Hubes mit vollem Druck, dann schliesst sich das Einlassventil. Der Vorgang ist in Fig. 152

erläutert. Das Luftvolumen v_1 von der Spannung p_1 wird durch die Feuerung (unter Zufuhr von Q_1 c) auf v_2 gebracht und dehnt sich dann adiabatisch auf $v_3\, p_3\, T_3$ aus. Statt nun die heissen Gase ($p_3 > 1$ at) in das Freie ausströmen zu lassen, spritzt Todt Wasser ein und kühlt sie auf T_1 ab, wodurch die Spannung unter 1 at sinkt; nunmehr werden sie bis zu 1 at erhitzt und dann ausgestossen. In Fig. 152 sind natürlich die Diagramme der Pumpe und des Arbeitscylinders vereinigt. Die Verdichtung ist isothermisch gedacht, daher Q_3 c abzuführen sind. Todt beschreibt den Vorgang sowie die Anordnung der Maschine ausführlich in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1881 S. 341. Slaby unterzieht (Dingler's Polyt. Journ. Bd. 237) den Todt'schen Process einem Vergleiche mit anderen Vorgängen. Unter Annahme von $T_1 = 300^0$ und $T_2 = 600^0$ (Fig. 152) findet sich

$$v_1 = \frac{29{,}27 \, . \, 300}{10334} = 0{,}8497 \text{ cbm und } v_2 = 1{,}6994 \text{ cbm}; \qquad 299)$$

dabei wird

$$Q_1 = 71{,}253 \text{ c.} \qquad 300)$$

Nach Todt sei $v_3 = 2\,v_2$; aus

$$\frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_3}\right)^{\varkappa - 1} \qquad 301)$$

findet sich

$$T_3 = 451{,}6^0. \qquad 302)$$

Die Abkühlung auf T_1 entzieht

$$Q_2 = 25{,}535 \text{ c} \qquad 303)$$

und endlich sind bei der Verdichtung abzuführen

$$Q_3 = A\,R\,T_1 \operatorname{logn} \frac{v_3}{v_1} = 28{,}71 \text{ c.} \qquad 304)$$

Damit ergiebt sich

$$L = \frac{1}{A}\,(Q_1 - Q_2 - Q_3) = 7211{,}4 \text{ mkg} \qquad 305)$$

und

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2 - Q_3}{Q_1} = 0{,}238. \qquad 306)$$

Eine zwischen denselben Grenzen arbeitende Feuerluftmaschine würde $\eta = 0{,}29$ liefern. Das η des Todt'schen Processes liesse sich durch weitergehende Ausdehnung der Luft erhöhen, doch bleiben die grossen Abmessungen der Maschine und die Nothwendigkeit des Kühlwassers erhebliche Nachtheile.

Von einer Verwerthung des Todt'schen Verfahrens ist nichts bekannt geworden.

Gaskraftmaschinen.

Geschichtliches.

Eine Geschichte der Gasmaschinen würde naturgemäss nicht mit einem Zeitpunkte beginnen können, zu welchem das Leuchtgas noch nicht erfunden war, wenn man den Betrieb durch Leuchtgas als wesentliches Merkmal aufstellen wollte. Betont man jedoch den Umstand, dass man es in den Gasmaschinen zumeist mit Explosionsvorgängen zu thun hat, so muss man den Anfang der Geschichte da erblicken, wo die erste Pulverkraftmaschine auftritt. Die Kanone wird man als eine eigentliche Kraftmaschine nicht bezeichnen können. Man pflegt danach die von dem Abbé Hautefeuille ersonnene Pulverkraftmaschine als die erste Gaskraftmaschine zu betrachten. Dieser beschrieb seine Erfindung in zwei Schriften: „Pendule perpétuelle, avec la manière d'élever l'eau par le moyen de la poudre à canon" 1678 und „Réflexions sur quelques machines à élever les eaux" 1682; wie die Titel besagen, bezweckte Hautefeuille durch die Explosionskraft des Pulvers Wasser zu heben. Ein rechteckiges mit geeigneten Klappen oder Ventilen versehenes Gefäss war durch ein Rohr mit dem zu entleerenden Wasserbehälter verbunden; das Pulver explodirte, die Ventile gestatteten das Entweichen der Gase und die entstehende Leere besorgte das Ansaugen des Wassers. Eine zweite von ihm ersonnene Maschine benutzte die Arbeit der Ausdehnung der Pulvergase unmittelbar zur Förderung von Wasser. Man ersieht hieraus, dass man Hautefeuille die Erfindung der atmosphärischen, wie auch der direkt wirkenden Gaskraftmaschinen zuschreiben muss. Zu einer Ausführung seiner Gedanken ist der Erfinder nicht gelangt.

Der zumeist als Erfinder der Pulverkraftmaschine bezeichnete Huyghens kann erst an zweiter Stelle genannt werden, da die seine Erfindung darlegende Abhandlung: „Une nouvelle force mouvante par le moyen de la poudre à canon et de l'air" erst 1680 erschien. Seine Maschine ist bereits mit Cylinder und Kolben ausgerüstet; die Explosionsgase entweichen aus dem Cylinder, die Ventile werden durch den Druck der äusseren Luft

chlossen und die im Innern entstandene Leere ermöglicht der äusseren ft, den Kolben arbeitsleistend zurückzuführen. Wir haben also auch r eine atmosphärische Gaskraftmaschine vor uns. Die Anordnung der ıtile an dieser Maschine sei eine sehr mangelhafte gewesen, wird uns chtet, so dass dieselbe zur Wasserbeförderung unbrauchbar gewesen sei. sentliche Verbesserungen erfuhr die Maschine in dieser Hinsicht durch pin, der seine Gedanken in den Akten der Leipziger Akademie 1688 lerlegte. Trotz grösster Umsicht sei es ihm nicht geglückt (wie er be- tet), zwei Uebelständen zu begegnen: 1. sei im Cylinder stets ein ıftel seines Volumens Luft verblieben und demzufolge die erzielbare eit etwa auf die Hälfte verringert worden und 2. sei die Kolbenkraft dem Masse kleiner geworden, wie sich der Kolben dem Cylinderboden ähert habe. Papin verliess deshalb diesen Gedanken und wandte sich Anwendung von Wasserdampf zu.

Nunmehr schlummerte der Gedanke der Explosionsmaschine ein volles ırhundert, da alle Aufmerksamkeit sich den Fortschritten der Dampf- schine zuwendete. Diese lange Pause bedeutet aber immerhin nicht chaus einen Verlust, wenn man berücksichtigt, dass es mittlerweile ge- g, in der Bearbeitung der Metalle Fortschritte zu machen, ohne welche Herstellung brauchbarer Maschinen unmöglich gewesen wäre.

John Barber nahm nunmehr den Gedanken wieder auf, an Stelle Dampfes permanente Gase zum Betriebe von Maschinen zu verwenden. ch dem von ihm genommenen Patente (No. 1833 des Jahres 1791) l er in einer Retorte Holz, Kohle, Oel oder andere Brennstoffe vergasen, se Gase in einem „exploder" benannten Gefässe mit Luft mischen, dieses nisch beim Austritte entzünden und damit eine Turbine treiben. Wir sen hier also zum ersten Male auf den Gedanken einer allmäligen Ver- nnung eines explosibeln Gemisches. Barber führt auch als zweck- ssig an, Wasser in den „exploder" zu spritzen, um die Kraft des Feuer- hles zu verstärken. Einen weiteren Fortschritt macht Robert Street, in seinem Patente (No. 1983 d. J. 1794) eine Kolbenmaschine be- reibt, in deren Cylinder Theeröl oder Terpentin vergast und dann durch Flamme entzündet wird, die ausserhalb des Cylinders brennt und geeigneter Zeit mit dem brennbaren Gase in Verbindung treten kann. nmehr bedurfte es nur noch der Herstellung eines Brenngases aus der hle, sagt Witz, das mit der Luft ein explosibles Gemisch zu bilden gnet war, um diese Maschinen mit demselben zu betreiben.

Diesen weiteren Schritt verdanken wir Philippe Lebon, der 1799 Patent auf Leuchtgaserzeugung nahm. Witz betont, dass die An- dung für Beleuchtungszwecke unter den Bestrebungen Lebon's erst zweiter Stelle stehen. 1801 beschreibt er in einem Zusatzpatente eine seinem Gase zu betreibende Maschine. Mittels zweier Pumpen saugt Gas und Luft an und drückt beide nach einem Behälter; beim Ueber-

trat Lenoir mit seiner Gasmaschine auf und ihm gelang, was vor Niemandem geglückt war, nämlich den Bau von Gasmaschinen geschäf mässig zu betreiben. Damit war die Gasmaschine aus dem Gelehrt zimmer hinaus auf den Markt versetzt und hat hier ihr Dasein behaupt Es verdienen daher von hier ab die aufgetretenen Anordnungen eine ei gehendere Behandlung. Ehe aber auf Lenoir's Einrichtung eingegang wird, empfiehlt es sich, eine Eintheilung des gesammten Gebietes vor nehmen und die Grundformen kurz zu kennzeichnen, wobei die völlig treffende Eintheilung von Witz beibehalten werden soll.

Eintheilung der Gaskraftmaschinen.

Wie bereits aus dem geschichtlichen Ueberblicke hervorgeht, hat m die Explosivkraft eines brennbaren Gemisches entweder unmittelbar nut bar gemacht, indem man durch dieselbe einen Kolben arbeitsleistend fo treiben liess, oder man benutzte sie zur Erzeugung eines luftverdünnt Raumes, dem gegenüber der äussere Luftdruck auf den Kolben zur Wi kung gelangte. Letztere Gruppe, atmosphärische Maschinen genannt, biet heute nur noch geschichtliches Interesse; dagegen macht sich eine weite Theilung der ersten Gruppe nöthig, je nachdem man das Gemisch vor d Zündung bei Aussenluftspannung beliess oder es verdichtete, und je nac dem man plötzliche oder allmälige Verbrennung beabsichtigte. Maschin mit allmäliger Verbrennung ohne vorhergehende Verdichtung sind nat lich undenkbar. Wenn man die atmosphärischen Maschinen mit den die in die genannten Gruppen nicht unterzubringen sind, zusammenfas ergiebt sich die folgende Eintheilung:

I. Explosionsmaschinen ohne Verdichtung der Ladung.
II. Explosionsmaschinen mit Verdichtung der Ladung.
III. Maschinen mit allmäliger Verbrennung und Verdichtung de Ladung.
IV. Atmosphärische Maschinen und solche mit gemischter Wirkung

Diese Gruppen mögen zunächst kurz gekennzeichnet werden, ohn dass jedoch auf eine rechnerische Behandlung ihrer theoretischen Wirkungs weisen eingegangen werde. Wir pflichten betreffs des letzteren Punkte Schröter völlig bei, welcher sagt (Journal für Gasbeleuchtung 188 S. 213): „Vom theoretischen Standpunkte aus ist es ja ganz leicht, da Ideal des den verschiedenen Systemen entsprechenden Kreisprocesses au zustellen und die Formeln für den Wirkungsgrad zu ermitteln, wenn ma eben an den Voraussetzungen festhält, welche ein derartiges Vorgehe überhaupt möglich machen, d. h. wenn man sich auf einen ganz abstrakte Standpunkt stellt. Diese Voraussetzungen sind: vollständige Verbrennu des Explosionsgemisches entweder bei absolut konstantem Volumen od Druck, Konstantbleiben des specifischen Volumens sowie der specifisch

Wärme des als ein Ganzes betrachteten Gasgemenges vor und nach der Verbrennung, ferner Expansion und Kompression nach der Adiabate ... Es ist unbestritten, dass man auf diese Weise wohl Abstraktionen, von dem Zusammenhange mit der Wirklichkeit losgelöste Schemata erhält, welche aber ohne allen direkten praktischen Werth sind und nicht einmal relativen Werth für die Praxis haben, weil die Abweichungen von den theoretischen Voraussetzungen sich bei den einzelnen Systemen ganz verschieden gestalten; andererseits muss aber auch daran festgehalten werden, dass ein theoretisches Ideal, an welchem man die ausgeführte Maschine messen kann, als Leitstern für die Vornahme von Verbesserungen nothwendig ist, und aus diesen Gründen haben solche Rechnungen ihren indirekten praktischen Werth." Es sind dergleichen Rechnungen oft angestellt worden; wir geben weiter unten einen kurzen Ueberblick über die Resultate derselben und verweisen noch auf Rankine, Eng. July 27. 1866; Schöttler, Die Gasmaschine; Clerk, The theory of the Gas Engine; Witz, Etudes sur les moteurs à gaz tonnant und Köhler, Theorie der Gasmotoren.

I. In den Maschinen dieser Gruppe ist der Vorgang etwa folgender: Luft und Gas werden bei gewöhnlicher Spannung während eines Theiles des Kolbenhubes (meist etwa der Hälfte) in den Cylinder gesaugt; es wird dann abgesperrt und das Gemisch entzündet. Bis zum Hubende dehnen sich die Gase aus und werden beim Kolbenrückgange aus der Maschine gestossen. Da eine Arbeitsleistung nur während des zweiten Viertels der Kurbeldrehung vorliegt, so ist es erklärlich, dass diese Maschinen zum Zwecke gleichförmigen Ganges doppeltwirkend angeordnet sein müssen. Zu dieser Gruppe gehören die Maschinen von Lenoir und Hugon, die den Zeitabschnitt des Gasmaschinenbaues eröffnen.

II. Diese Maschinen arbeiten mit einem Gemisch, das vor der Entzündung stark verdichtet wird; die Zündung erfolgt in oder nahe dem Todtpunkte. Die augenscheinlichen Vortheile der Verdichtung lassen die Maschinen dieser Gruppe als die bedeutendsten erscheinen; die Verdichtung erfolgt entweder im Arbeitscylinder (Otto) oder in einem besonderen Verdichtungscylinder (Clerk).

III. Die langsame Verbrennung, theoretisch minderwerthig als die plötzliche (Explosion), erscheint durch zwei praktische Rücksichtnahmen beachtenswerth: 1. steigt die Temperatur nicht so hoch, und es wird damit die vom Kühlwasser entfernte Wärmemenge geringer und 2. ist die Kolbenkraft eine gleichmässigere. Es sind nur wenig derartige Maschinen in Vorschlag gekommen und ihre Verbreitung ist eine beschränkte.

IV. Zu dieser Gruppe zählen zunächst die atmosphärischen Machinen; sie verdanken ihre Entstehung der Erwägung, dass es grundsätzlich richtig

sei, den Zeitabschnitt, während dessen hohe Temperaturen im Cylinder herrschen, möglichst abzukürzen, damit die Explosionswärme möglichst arbeitsverrichtend ausgenutzt werde und nur wenig durch Kühlung verloren gehe. Die Explosion warf den frei beweglichen Kolben in die Höhe; bei der Umkehr der Bewegung wurde derselbe an die Welle der Maschine gekuppelt und ging nun, zufolge der im Innern eintretenden Zusammenziehungen und Niederschläge vom Druck der äusseren Luft getrieben, arbeitsverrichtend nieder. Derartige Maschinen zeichnen sich besonders durch grosses Geräusch aus und wurden durch Otto's Hochdruckmaschine vollständig aus dem Felde geschlagen. Weiterhin mögen dieser Gruppe die Maschinen zugewiesen werden, bei denen die Explosion von Gas zur Erzeugung verdichteter Luft (Schweizer) oder zur Erhitzung von Luft (Siemens) benutzt wird und in denen diese Luft dann das eigentliche arbeitleistende Mittel bildet; es stehen dieselben auf der Grenze zwischen Heissluft- und Gasmaschinen, dürfen aber mit mehr Berechtigung den letzteren zugetheilt werden.

Die Gasmaschinen vom Jahre 1860 ab geschichtlich zu behandeln, erscheint wenig empfehlenswerth, da der Zusammenhang zwischen den einzelnen Anordnungen ein zu loser ist; eine diesbezügliche werthvolle Arbeit hat Witz geliefert (Traité théorique et pratique des moteurs à gaz, S. 11 bis 33). Wir werden deshalb die einzelnen Gruppen gesondert betrachten, wobei wir an der Hand einer von Witz gegebenen Aufstellung vorgehen, die die wesentlichsten Anordnungen umfasst.

Sehr vollständige Aufzählungen entnommener Patente geben Macgregor und Clerk; ausführliche Wiedergabe der Patente durch vorzügliche Zeichnungen und Beschreibungen findet man in dem umfangreichen Werke Richard's: Les moteurs à gaz.

Ehe wir jedoch auf die Besprechung der Konstruktionen eingehen, behandeln wir noch die Eigenschaften des Leuchtgases, sowie die Arbeitsprocesse der Gasmotoren.

Das Leuchtgas und die Verbrennungsprodukte.

Das zum Betriebe der Gaskraftmaschinen verwendete Gas ist das gewöhnliche Leuchtgas und, für grössere Anlagen, auch Wassergas (Dowson-Gas). Das Letztere wird in von dem Engländer Dowson konstruirten Apparaten derart erzeugt, dass man durch einen Strahl überhitzten Wasserdampfes mittels einer Strahlpumpe Luft ansaugen lässt und dieses Gemisch durch glühenden Anthracit oder Koks bläst. Bei diesem Vorgange wird der Kohlenstoff zu Kohlensäure oxydirt, im späteren Verlaufe aber diese zu Kohlenoxyd reduzirt und ausserdem der Wasserdampf zerlegt, so dass das Produkt in der Hauptsache aus Kohlenoxyd, Stickstoff

d Wasserstoff besteht (siehe auch Schöttler, Zeitschr. d. Ver. der Ing. 96 S. 421). Das Wassergas zeigt etwa folgende Zusammensetzung cbm:

Wasserstoff	0,16	bis	0,18	cbm
Kohlenoxyd	0,22	„	0,24	„
Kohlenwasserstoffe	0,00	„	0,04	„
Kohlensäure	0,05	„	0,07	„
Stickstoff	0,57	„	0,47	„

Zufolge seiner Zusammensetzung hat das Wassergas nur einen verältnissmässig niedrigen Heizeffekt und ist daher der Verbrauch an Gas ür eine Pferdestärke und Stunde hoch. Teichmann und Böcking aben bei der Untersuchung einer 30pf. Deutzer Zwillingsmaschine gefunden, ass für eine Pferdestärke stündlich 0,764 kg Brennstoff (Anthracit und Koks) gebraucht wurden; der Verbrauch an Gas pro Pferdestärke und Stunde betrug 2,94 cbm. Da für die Zwecke des Kleingewerbes dies Wassergas selten verwendet wird, mögen diese Mittheilungen hier genügen; in Gaserzeuger für eine 6pf. Gaskraftmaschine kostet etwa 3000 Mark. Zeichnungen von Dowson-Gaserzeugern und nähere Mittheilungen geben Clerk (Gas engine 7. Aufl. S. 354) und Schöttler (Gasmaschine 2. Aufl. S. 99).

Das Leuchtgas ist eine Mischung zahlreicher verschiedener Gase und schwankt in seiner Zusammensetzung sehr bedeutend. Diese Zusammensetzung ist abhängig von dem verwendeten Rohmaterial, von der Art der Herstellung und Reinigung und von dem zeitlichen Verlaufe des Destillationsprocesses. Dem gegenüber ist hervorzuheben, dass sich die ihrem specifischen Gewichte nach sehr verschiedenen Bestandtheile des Leuchtgases untereinander, wie auch mit Luft, zufolge Diffusion überraschend schnell mischen, welcher Umstand die Brauchbarkeit dieses Gases zum Betriebe von Gaskraftmaschinen ausserordentlich erhöht.

Die Bestandtheile des Leuchtgases sind in der Hauptsache schwere Kohlenwasserstoffe (C_nH_m), Sumpfgas (CH_4), Wasserstoff (H), Kohlenoxyd (CO), Kohlensäure (CO_2) Sauerstoff (O) und Stickstoff (N). Zum Zwecke der kalorimetrischen Untersuchung einer Gaskraftmaschine ist eine genaue Analyse des verwendeten Leuchtgases nothwendig, um auf Grund derselben den Heizeffekt, das specifische Gewicht, die specifischen Wärmen usw. berechnen zu können. Dass hierzu nicht eine einmal angestellte durchschnittliche Unteruchung des Gases ein und derselben Gasanstalt für immer genügt, haben Slaby's klassische Studien an der 8pf. Gaskraftmaschine des elektrotechnischen Laboratoriums der Charlottenburger Hochschule gelehrt. Die Verschiedenheit der Zusammensetzung erhellt aus folgender Zusammenstellung einiger Analysen.

In 100 Volumen Gas waren enthalten	Gas aus Boghead Cannel-Kohle (Frankland)	Berliner Leuchtgas aus oberschlesischer Kohle	Leuchtgas der Stadt Hannover (Schöttler)	Charlottenburger Leuchtgas (Slaby) 1. Stunde	4. Stunde	Mittel aus 28 Analysen
C_nH_m	24,50	4,61	3,17	8,65	1,11	4,0
CH_4	58,38	32,70	37,55	73,92	34,13	29,6
H	10,54	49,75	46,27	13,56	63,07	50,6
CO	6,58	9,54	11,19	3,57	1,69	9,9
CO_2	—	2,50	0,81	0,50	—	2,2
O	—	—	—	—	—	0,2
N	—	0,90	1,01	—	—	3,5

In vorstehender Tabelle sind die schweren Kohlenwasserstoffe zusammengefasst aufgeführt (die 3,17 Volumtheile schwerer Kohlenwasserstoffe des hannoverschen Gases z. B. bestanden aus 0,69 C_6H_6, 0,37 C_3H_6 und 2,11 C_2H_4); die maassanalytische Bestimmung der einzelnen schweren Kohlenwasserstoffe ist eine sehr schwierige Aufgabe und doch ist die Kenntniss dieser Bestandtheile für eine exakte kalorimetrische Untersuchung unerlässlich. Die physikalischen und chemischen Daten für die Bestandtheile des Leuchtgases können aus der folgenden, auf die Bestimmungen von Thomsen gegründeten Tabelle entnommen werden.

Gasart	Gewicht von 1 cbm bei 0°C und 760 mm Hg = ε	Gewicht von 1 cbm bei 0°C und 1kg/qcm	Heizeffekt von 1 kg mit Kondensation des Wassers	Wasser gebildet bei Verbrennung von 1 kg	Wärmewerth des Dampfes für 1 kg Gas	Heizeffekt von 1 kg ohne Kondensation des Wassers	Heizeffekt von 1 cbm ohne Kondensation des Wassers
C_4H_8	2,5035	2,4228	11618	1,286	780	10838	27133
C_3H_8	1,9673	1,9039	12125	1,636	992	11133	21902
C_3H_6	1,8777	1,8172	11791	1,286	780	11011	20675
C_3H_4	1,7881	1,7305	11662	0,900	546	11116	19877
C_2H_6	1,3414	1,2982	12444	1,800	1092	11352	15227
C_2H_4	1,2518	1,2115	11905	1,286	780	11125	14088
C_2H_2	1,1622	1,1247	11905	0,692	420	11485	13348
CH_4	0,7155	0,6924	13246	2,250	1365	11881	8501
H	0,0896	0,0867	34178	9,000	5458	28720	2573
CO	1,2513	1,2110	2427			2427	3037
CO_2	1,9663	1,9029					
O	1,4300	1,3839					
N	1,2552	1,2147					

Falls nun bei einer Analyse die schweren Kohlenwasserstoffe nur summarisch bestimmt wurden, ist man für die rechnerische Ermittlung des Heizeffektes auf Annahmen bezüglich der Zusammensetzung dieses Postens

wiesen, welche leicht Differenzen bis zu 8% im Heizeffekt des Leucht- zur Folge haben können. Slaby hat auf Grund seiner Versuche Weg angegeben, auf welchem man in einfacher Weise mit genügender uigkeit zu dem Werthe des Heizeffektes der in einem Leuchtgase ltenen Mischung schwerer Kohlenwasserstoffe gelangt. Trägt man ich die in der letzten Spalte obiger Tabelle aufgeführten Heizeffekte inzelnen schweren Kohlenwasserstoffe als Funktion ihres specifischen chtes ε auf, so ergiebt sich eine gerade Linie von der Gleichung

$$H = 1000 + 10\,500\ \varepsilon \qquad 307)$$

durch Versuchsfehler erklärlichen Abweichungen betragen etwa $\pm$ 1%. s Gesetz lässt sich auch ohne weiteres auf Mischungen solcher Gase einander anwenden. Man hat somit nur nöthig, das specifische cht der in dem zu untersuchenden Leuchtgase enthaltenen Gruppe rer Kohlenwasserstoffe zu bestimmen, um den Heizeffekt von 1 cubm)° C und 760 mm) dieser Mischung zu ermitteln. Damit der Heiz- bis auf 1% genau erhalten werde, muss die Ermittlung des specifischen chts bis auf ³/₄% genau erfolgen; weiterhin ist hierbei vorausgesetzt, für den Restbetrag der Analyse die Dichte des Stickstoffs in Ansatz cht werden kann, was statthaft ist.

Für das von Slaby verwendete Charlottenburger Gas fand sich für estandtheile der Gruppe $C_n H_m$ ein specifisches Gewicht von 1,720 kg cbm und damit ein Heizwerth von 19 060 Kalorien. Somit ergiebt für das Leuchtgas selbst:

	cbm	Gewicht von 1 cbm	Gewicht	Heizwerth von 1 cbm	Heizwerth
$C_n H_m$	0,040	1,720	0,069	19060	764
CH_4	0,296	0,715	0,212	8500	2516
H	0,506	0,090	0.045	2573	1302
CO	0,099	1,251	0,124	3037	301
CO_2	0.022	1,966	0,043		
O	0,002	1,430	0,003		
N	0 035	1,255	0,044		
	1,000		0,540		4883

cbm dieses Gases wiegt also 0,540 kg oder 1 kg desselben hat ein en von 1,852 cbm; das specifische Gewicht bezogen auf Luft ist 0,417.

Die atmosphärische Luft ist bekanntlich ein Gemisch von Sauer- nd Stickstoff und zwar enthält 1 cbm Luft 0,21 cbm O und 0,79 cbm raus ergiebt sich die Zusammensetzung für 1 kg Luft unter Be- ig der Atomgewichte für O = 16 und N = 14 zu

$$\frac{0{,}21 \,.\, 16}{0{,}21 \,.\, 16 + 0{,}79 \,.\, 14} = 0{,}233 \text{ kg O.}$$

$$\text{und} = 0{,}767 \text{ kg N.}$$

Es wiegt 1 cbm trockner Luft bei 0° C und 760 mm Hg nach Regnault 1,293187 kg (bei 1 kg qcm daher 1,25151 kg) und enthält derselbe 0,301326 kg O und 0,991861 kg N; mit den in obiger Tabelle aufgeführten specifischen Gewichten würden sich etwas andere Zahlen ergeben.

Zur kalorimetrischen Untersuchung von Gaskraftmaschinen bedürfen wir ferner der Kenntniss der specifischen Wärmen der Bestandtheile der Verbrennungsgase. Regnault ermittelte folgende Werthe:

	c_p	c_v	$\varkappa$
Kohlensäure CO_2	0,2169	0,1714	1,265
Wasserdampf H_2O . . .	0,4805	0,3694	1,301
Stickstoff N	0,2438	0,1727	1,412
Sauerstoff O	0,2175	0,1550	1,403
Atmosphärische Luft . .	0,2375	0,1684	1,410

Spätere Untersuchungen (siehe z. B. Zeuner I S. 136) haben gelehrt, dass die Werthe c_p und c_v nicht konstant sind, sondern von der Temperatur abhängen. Die ausgedehntesten Versuche auf diesem Gebiete haben Mallard und Le Chatelier angestellt, deren Ergebnisse hier Platz finden mögen (Recherches expérimentales et théoriques sur la combustion des mélanges gazeux explosifs, Paris, Dunod 1883).

Die beiden specifischen Wärmen c_p und c_v sind bekanntlich um den Wärmebetrag verschieden, welchen die Ausdehnungsarbeit verbraucht, die bei einer Erwärmung bei gleichbleibendem Drucke und einer Temperaturzunahme um 1° zu leisten ist. Nennt man also p den konstanten Druck, v das Volumen des Gases, α den Ausdehnungskoefficienten und A das mechanische Aequivalent, so ist αv die Volumenzunahme für 1°, also $p\alpha v$ die Ausdehnungsarbeit, und damit

$$c'_p = c'_v + Ap\alpha v \tag{308}$$

Die Verfasser beziehen nun die Werthe der specifischen Wärmen nicht auf das Gramm oder Kilogramm, sondern auf das Molekulargewicht, d. h. auf das Gasgewicht, welches ein Volumen von 22,32 l einnimmt; dieses Volumen ist das von 2 g Wasserstoff bei 0° und 760 mm. Bei 0° und 760 mm ist nun die Ausdehnungsarbeit

$$\alpha p v = \frac{10333 \,.\, 22{,}32}{273} \tag{309}$$

und die gleichwerthige Wärme

$$\frac{10333 \,.\, 22{,}32}{273 \,.\, 424} = 1{,}9925. \tag{310}$$

Daher ergiebt sich für die molekularen specifischen Wärmen

$$c'_p = c'_v + 1{,}9925 \qquad 311)$$

Ist m das Molekulargewicht eines Gases, so ist also

$$mc_p = c'_p. \qquad 312)$$

Eine andere Ableitung ist die folgende (Zeuner): Aus der Gleichung $pv = RT$ folgt, dass bei ein und demselben p und T der Ausdruck

$$\frac{R}{v} = R\gamma$$

ür alle Gase denselben Werth hat. Bezieht man γ auf Wasserstoff als inheit ($\gamma_0 = 1$) und beachtet, dass für Wasserstoff $R_0 = 422{,}591$ ist, wird

$$R\gamma = R_0\gamma_0 = R_0 = 422{,}591 \qquad 313)$$

a nun auch $c_p - c_v = AR$ ist, so findet sich durch Multiplikation eser Gleichung mit γ

$$\gamma(c_p - c_v) = AR\gamma = AR_0. \qquad 314)$$

erner ist für alle Gase das relative Gewicht, bezogen auf Wasserstoff, eich dem halben Molekulargewicht m; ersetzt man daher in vorstehender leichung γ durch $\frac{m}{2}$, so wird

$$m(c_p - c_v) = 2\,AR_0 = 2\,.\,\frac{442{,}591}{424} = 1{,}9934. \qquad 315)$$

Man kann also unbedenklich setzen

$$mc_p - mc_v = 2. \qquad 316)$$

Mallard und Le Chatelier fanden nun für

Kohlensäure . . .	$mc_v = 6{,}26 + 0{,}00367\ t$	317)
Wasserdampf . . .	$mc_v = 5{,}61 + 0{,}00328\ t$	318)
Vollkommene Gase .	$mc_v = 4{,}80 + 0{,}00060\ t$	319)

Diese Ausdrücke stellen aber sogen. mittlere specifische Wärmen dar, h. Werthe, welche bei einer Erwärmung von 0^0 auf t^0 in Rechnung ziehen sind, während unter der wahren specifischen Wärme der Werth rstanden wird, der bei Erwärmung von t auf $t + 1$ zu benutzen ist. nnt man ersteren Werth $c_{0,t}$, so bezeichnet

$$q = c_{0,t}\,.\,t \qquad 320)$$

Wärmemenge, welche zur Erwärmung eines Gases von 0 auf t^0 erderlich ist. Da $c_{0,t}$ von t abhängt, ist

$$\frac{dq}{dt} = \frac{dc_{0,t}}{dt}\,.\,t + c_{0,t} \qquad 321)$$

ist aber die zur Erwärmung eines Gases von t auf $t + 1$ nöthige ärme, also $= c_t =$ wahre specifische Wärme für t^0. Da nach obigen

Resultaten c eine lineare Funktion von t ist, so kann man, wenn r irgend eine Konstante und c_0 die wahre specifische Wärme für 0° bezeichnet, setzen

$$c_{0,t} = c_0 (1 + rt) \qquad 322)$$

und

$$\frac{d\,c_{0,t}}{dt} = c_0 r \qquad 323)$$

somit

$$\frac{dq}{dt} = c_t = c_0 rt + c_0 (1 + rt) = c_0 (1 + 2\,rt) \qquad 324)$$

und

$$c_{0,t} = \frac{c_0 + c_t}{2} \qquad 325)$$

Damit ändern sich obige Gleichungen um in

Kohlensäure . . .	$mc_v = 6{,}26 + 0{,}00734\ t$	326)
Wasserdampf . . .	$mc_v = 5{,}61 + 0{,}00656\ t$	327)
Vollkommene Gase .	$mc_v = 4{,}80 + 0{,}00120\ t$	328)

und ferner

$$mc_p = mc_v + 2. \qquad 329)$$

Unter Benutzung der Molekulargewichte für die hier in Betracht kommenden Gase, nämlich für

Kohlensäure	$m = 44$
Wasserdampf . . .	$m = 18$
Stickstoff	$m = 28$
Sauerstoff	$m = 32$
Atm. Luft	$m = 2\,(0{,}21 \,.\, 16 + 0{,}79 \,.\, 14) = 28{,}84$

ergeben sich dann die Werthe folgender Tabelle:

	c_p	c_v
CO_2	0,1877 + 0,000167 t	0,1423 + 0,000167 t
H_2O	0,4228 + 0,000364 t	0,3117 + 0,000364 t
N	0,2429 + 0,000043 t	0,1714 + 0,000043 t
O	0,2125 + 0,000038 t	0,1500 + 0,000038 t
Luft	0,2360 + 0,000042 t	0,1666 + 0,000042 t

Das Wachsthum der specifischen Wärmen ist hiernach sehr bedeutend, wie aus der folgenden Tabelle, in welcher auch die Werthe $\varkappa = \frac{c}{c}$ eingetragen sind, hervorgeht.

t =		0°	100°	500°	1000°	2000°
lensäure	c_p	0,1877	0,2044	0,2711	0,3545	0,5213
	c_v	0,1423	0,1590	0,2257	0,3091	0,4759
	$\varkappa$	1,319	1,286	1,201	1,147	1,095
serdampf	c_p	0,4228	0,4592	0,6050	0,7872	1,1526
	c_v	0,3117	0,3481	0,4939	0,6761	1,0405
	$\varkappa$	1,356	1,319	1,225	1,164	1,108
kstoff	c_p	0,2429	0,2472	0,2644	0,2858	0,3287
	c_v	0,1714	0,1757	0,1929	0,2143	0,2572
	$\varkappa$	1,417	1,407	1,371	1,334	1,278
erstoff	c_p	0,2125	0,2163	0,2313	0,2500	0,2875
	c_v	0,1500	0,1538	0,1688	0,1875	0,2250
	$\varkappa$	1,417	1,406	1,370	1,333	1,278
	c_p	0,2360	0,2402	0,2568	0,2776	0,3192
	c_v	0,1666	0,1708	0,1874	0,2082	0,2498
	$\varkappa$	1,417	1,406	1,370	1,333	1,278

Es dürften daher die Ergebnisse der Untersuchungen von Mallard Le Chatelier vorerst doch noch mit einer gewissen Vorsicht aufzunen sein. Zeuner meint, dass möglicherweise auch eine Abhängig- der Werthe c_p von Temperatur und Druck vorliege; in diesem Falle le die Benützung obiger Angaben bei Untersuchung von Gaskraftchinen nicht zulässig sein. Bemerkenswerth ist übrigens, dass $\varkappa$ bei her Temperatur für Stickstoff, Sauerstoff und Luft fast genau den hen Werth annimmt (siehe obige Tabelle).

Unter Voraussetzung, dass allgemein c_p und c_v nur linear von der der Temperatur in vorstehend angegebener Weise abhängen, kann auch allgemein schreiben

$$c_v = a + \alpha T \tag{330}$$

$$c_p = b + \alpha' T \tag{331}$$

setzen

$$\varkappa' = \frac{b}{a} \tag{332}$$

Aus der für die Adiabate giltigen Gleichung $p v^{\varkappa} = \text{Const.}$ folgt

$$c_v\, v\, dp + c_p\, p\, dv = 0. \tag{333}$$

mit ergiebt sich

$$(a + \alpha T)\, v\, dp + (b + \alpha T)\, p\, dv = 0 \tag{334}$$

$$a v dp + b p dv + \alpha\, T (v dp + p dv) = 0 \tag{335}$$

$$a v dp + b p dv + \alpha\, T d (vp) = 0. \tag{336}$$

Benutzt man nunmehr $p v = R T$ und dividirt die vorstehende Gleig durch $p v$, so wird

$$a \frac{dp}{p} + b \frac{dv}{v} + \frac{\alpha}{R} d(vp) = 0 \qquad 337)$$

und integrirt
$$a \operatorname{logn} p + b \operatorname{logn} v + \frac{\alpha}{R} p v = \text{Const.} \qquad 338)$$

oder auch
$$\operatorname{logn} p + \varkappa' \operatorname{logn} v + \frac{\alpha}{aR} p v = \text{Const.} \qquad 339)$$

Die Gleichung der Adiabate ist also hiernach

$$\operatorname{logn} p^a v^b + \frac{\alpha}{R} p v = \text{Const.} \qquad 340)$$

bezw.
$$\operatorname{logn} p v^{\varkappa'} + \frac{\alpha}{aR} p v = \text{Const.} \qquad 341)$$

Schöttler berechnet zum Vergleich die Kompressionsspannung eines Luftquantums, das adiabatisch von 0° und 1 at im Verhältnis 1 : 4 verdichtet wird, zu 6,97 at; die Gleichung $p v^{\varkappa} =$ Const. würde ergeben 7,06 at. Die Differenz ist somit nicht bedeutend (1,3 %).

Es erübrigt nun noch, die Vorgänge bei der Verbrennung der einzelnen Gase zu betrachten. Zur Bestimmung der zur Verbrennung eines Gases erforderlichen Luftmenge hat man den oben angeführten Sauerstoffgehalt derselben zu berücksichtigen. Der Sauerstoffbedarf ergiebt sich aus den folgenden, die Verbrennung charakterisirenden Beziehungen:

Benzol:

$$C_6H_6 + 15\,O = 6\,CO_2 + 3\,H_2O$$
78 + 240 = 264 + 54 Gewichtstheile
2 + 15 = 12 + 6 Raumtheile

Propylen:

$$C_3H_6 + 9\,O = 3\,CO_2 + 3\,H_2O$$
42 + 144 = 132 + 54 Gewichtstheile
2 + 9 = 6 + 6 Raumtheile

Butylen:

$$C_4H_8 + 12\,O = 4\,CO_2 + 4\,H_2O$$
56 + 192 = 176 + 72 Gewichtstheile
2 + 12 = 8 + 8 Raumtheile

Aethylen:

$$C_2H_4 + 6\,O = 2\,CO_2 + 2\,H_2O$$
28 + 96 = 88 + 36 Gewichtstheile
2 + 6 = 4 + 4 Raumtheile

Sumpfgas:

$$CH_4 + 4\,O = CO_2 + 2\,H_2O$$
16 + 64 = 44 + 36 Gewichtstheile
2 + 4 = 2 + 4 Raumtheile

Wasserstoff:

$$2\,H + O = H_2O$$
$$2 + 16 = 18 \text{ Gewichtstheile}$$
$$2 + 1 = 2 \text{ Raumtheile}$$

Kohlenoxyd:

$$CO + O = CO_2$$
$$28 + 16 = 44 \text{ Gewichtstheile}$$
$$2 + 1 = 2 \text{ Raumtheile.}$$

Mit Hilfe dieser Beziehungen lässt sich also bei gegebener voll-ındiger Analyse des Leuchtgases die zur Verbrennung desselben theo-tisch erforderliche Luftmenge, wie auch die bei der Verbrennung ein-etende Veränderung des Gesammtvolumens leicht ermitteln. Sind aber e schweren Kohlenwasserstoffe analytisch nur summarisch bestimmt orden (Slaby), so ermittelt man die zur Verbrennung nöthige Luft-ienge mit Hilfe folgender Beziehungen:

$$C_n H_{2n} + 3\,n\,O = n\,(CO_2 + H_2O)$$
$$14\,n + 48\,n = n\,(44 + 18)$$
$$7 + 24 = 31 \text{ Gewichtstheile.}$$

Für das Charlottenburger Gas z. B., mit welchem Slaby arbeitete, isst sich auf Grund der oben S. 177 gegebenen Tabelle in folgender Veise rechnen:

Zur vollständigen Verbrennung von 1 cbm Gas bedarf man eines auerstoffgewichts von

$$0{,}069 \cdot \frac{24}{7} + 0{,}212 \cdot 4 + 0{,}045 \cdot 8 + 0{,}124 \cdot \frac{4}{7} = 1{,}515 \text{ kg}$$

as (nach Slaby) einer Luftmenge von

$$\frac{1{,}515}{0{,}2358} = 6{,}425 \text{ kg} = 4{,}965 \text{ cbm}$$

ıtspricht. Die Verbrennungsprodukte von 1 cbm Gas mit 4,965 cbm uft berechnen sich dann wie folgt:

$$O_2: 0{,}069 \cdot \frac{22}{7} + 0{,}212 \cdot \frac{11}{4} + 0{,}124 \cdot \frac{11}{7} + 0{,}043 = 1{,}035 \text{ kg} = 0{,}526 \text{ cbm}$$

$$_2O: 0{,}069 \cdot \frac{9}{7} + 0{,}212 \cdot \frac{9}{4} + 0{,}045 \cdot 9 = 0{,}973 \text{ ,, } = 1{,}209 \text{ ,,}$$

$$N: 0{,}044 + 6{,}425 \cdot 0{,}7642 = 4{,}954 \text{ ,, } = 3{,}947 \text{ ,,}$$

$$): 0{,}003 = 0{,}003 \text{ ,, } = 0{,}002 \text{ ,,}$$

$$6{,}965 \text{ kg} = 5{,}864 \text{ cbm}$$

Das Gewicht der Verbrennungsprodukte stimmt überein mit

Gewicht von 1 cbm Gas	= 0,540 kg
„ „ 4,965 cbm Luft	= 6,425 kg
	6,965 kg

Das ursprüngliche Volumen betrug 5,965 cbm; nach der Ve ung beträgt dasselbe 5,684 cbm. Es hat somit eine Kontrakt 0,281 cbm = 4,8 % stattgefunden.

Aehnliche Rechnungen Clerk's für ein an Kohlenwasse reicheres Gas aus Manchester-Kohle ergaben 3,4 %.

Je mehr überschüssige Luft vorhanden ist (was bei Gaskraftma stets der Fall), desto geringer wird selbstverständlich die Kont man kann mithin mit um so geringerem Fehler annehmen, dass bei der Explosion um eine Wärmezufuhr an ein chemischen Ve ungen nicht unterliegendes permanentes Gas handele, was die Rech sehr vereinfacht.

Wir verwenden in unseren Gaskraftmaschinen eine Mischu Leuchtgas und Luft und haben daher hier noch die Eigenschaft artiger Mischungen etwas näher zu betrachten.

Aus vielfachen Versuchen hat sich ergeben, dass bei atmosphä Spannung eine Mischung von 1 Volumen Gas mit 4 Volumen I verbrennen beginnt und eine solche von 1 Volumen Gas auf 12 V Gas aufhört, entzündbar zu sein; naturgemäss hängen diese Grenz von der Qualität des Gases ab.

Nun fand bereits Bunsen, dass Mischungen, welche weg starker Verdünnung nicht mehr explosibel waren, durch Komp wieder entzündbar wurden. Durch Kompression solcher Mischung der Entzündung steigert sich die Entzündungsfähigkeit, wie auch der Explosion auftretende Druck. Versuche mit Leuchtgas der Hannover ergeben Folgendes:

Zusammensetzung der Mischung (Vol.)	Compressions-überdruck.	Explosions-überdruck.
1 : 5,6	0,0 kg/qcm	9,0 kg/qcm
1 : 5,6	1,0 „	15,5 „
1 : 5,6	2,0 „	22,0 „
1 : 5,6	3,0 „	28,0 „
1 : 7,0	3,0 „	20,5 „

Bei diesen Versuchen wurde ein cylindrisches Gefäss benutzt, Durchmesser gleich der Höhe war; die Verbrennungsgeschwindigkeit stieg 2,6 m in der Sekunde nicht und war bei den verschiedenen Kompre graden fast gleich. Wurden dagegen hierbei lange Röhren verwen traten völlig andere Erscheinungen auf und die Verbrennung wa sprungweise fortschreitende, vibrirende (Explosionswellen).

Vorstehende Angaben beziehen sich wie erwähnt, auf ein de Leuchtgas. Für die an schweren Kohlenwasserstoffen und Sumpfga weit reicheren englischen Leuchtgase (siehe Tabelle auf S. 176) e sich andere Verhältnisse. In dieser Beziehung hat Dugald Cler eingehende Untersuchungen angestellt, denen wir das Folgende entn

Bei Clerk's Versuchen wurde ein gusseisener Cylinder von 178 mm hmesser und 210 mm Höhe verwendet, welcher ausgebohrt war und hte Deckel hatte, um thunlichst die gleichen Verhältnisse wie bei naschinen zu schaffen. Auf dem oberen Deckel war ein Richards'- Indikator angebracht, dessen Trommel von einem sinkenden Gewicht Räderwerk in rasche Umdrehung (nicht Oscillation) versetzt wurde; ein ell umlaufender Windfang diente zur Regulierung der Geschwindigkeit. Schreibstift zeichnete die Kurven direkt auf den emaillirten Mantel der nmel. Die Ladung wurde elektrisch vom unteren Deckel aus ent- et. Aus den erhaltenen, den Indikatorkurven der Gasmaschinen g entsprechenden Kurven konnte somit die Grösse der Drucksteigerung, eit derselben wie auch die Abnahme des Drucks bequem entnommen en. Die Indikatortrommel machte in 0,33 Sekunden eine Umdrehung.

Clerk untersuchte Mischungen von Wasserstoff mit Luft, sowie Leuchtgasen mit Luft; die Leuchtgase waren aus Glasgow- bezw. am-Kohlen gewonnen. Für die Wasserstoffmischungen ergab sich einer Gastemperatur von 16° C und 1 at Druck:

Luft.	Grösster Druck (at abs.).	Temperatur.	Zeit der Explosion (sec.).
: 6	3,79	826 bis 909°	0,15
: 4	5,62	1358 „ 1539°	0,026
: 5	6,44	1615 „ 1929°	0,01

Bei den Versuchen mit Glasgow-Gas betrug die Anfangstemperatur C, der Druck gleichfalls 1 at. Die Ergebnisse sind folgende:

Luft.	Grösster Druck (at abs.).	Temperatur.	Zeit der Explosion (sec.).
13	4,54	1047°	0,28
11	5,28	1265°	0,18
9	5,69	1384°	0,13
7	6,89	1780°	0,07
5	7,65	1918°	0,05

Die ausführlichsten Versuche wurden mit dem Oldham-Gas aus- rt und sei deshalb auf diese näher eingegangen. Hier betrug die ngstemperatur 17°, der Druck wiederum 1 at. Es fand sich:

Luft.	Grösster Druck (at abs.).	Temperatur.	Zeit der Explosion (sec.).
14	3,72	806°	0,45
13	4,60	1033°	0,31
12	5,08	1202°	0,24
11	5,15	1220°	0,17
9	6,30	1557°	0,08
7	6,92	1733°	0,06
6	7,12	1792°	0,04
5	7,19	1812°	0,055
4	6,44	1595°	0,16

In Fig. 153 sind einige der von Clerk bei den Versuchen mit Oldham-Gas erhaltenen Indikatorkurven wiedergegeben, welche naturgemäss den Gasmaschinendiagrammen sehr ähnlich sind. Es entspricht die mit A bezeichnete Kurve der Mischung 1 : 14, Kurve B 1 : 12, C 1 : 8, D 1 : 6 und E 1 : 4.

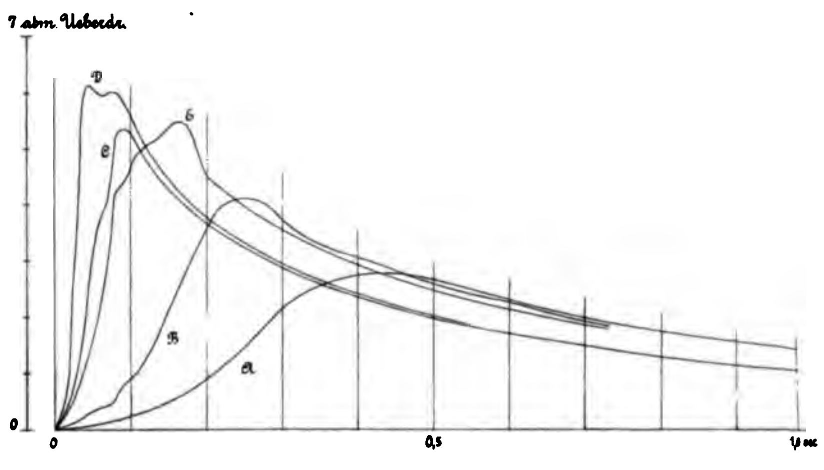


Fig. 153.

Die gesammten Ergebnisse dieser Versuchsreihe sind in Fig. 154 graphisch zusammengestellt, wobei als Abscissen die pro Gaseinheit angewendeten Lufteinheiten gewählt sind. Die Kurve A giebt die beobachteten grössten Spannungen in at abs., B die Werthe der Explosionszeit. Werden die Spannungen berechnet, welche entstehen würden, wenn die ganze verfügbare Wärmemenge zur Drucksteigerung verwendet worden wäre, so finden sich durchweg bedeutend höhere Werthe als beobachtet; Hirn, Bunsen wie auch Mallard und Le Chatelier fanden bei ihren Versuchen dasselbe. Kurve C giebt diese theoretischen Spannungen, Kurve D das Verhältniss der beobachteten zu den berechneten Werthen. Zufolge der Abkühlung sinkt der Druck verhältnissmässig rasch; die Kurve E zeigt die Werthe, welche sich 0,2 sec. nach dem Druckmaximum ergeben. Nachdem nun bei unseren Gaskraftmaschinen, sagt Clerk, die Zeit des Arbeitshubes ungefähr auch 0,2 sec. beträgt, lässt sich mittels dieser Druckabnahme ein Urtheil über die zweckmässigste Mischung gewinnen. Clerk multiplicirt daher die Mittelwerthe aus den Druckkurven A und E mit dem jeweiligen Totalvolumen und gelangt so zu der Kurve F, aus welcher hervorgeht, dass die besten Mischungen $^1/_{11}$ bis $^1/_{13}$ sind. Selbstverständlich wäre eine Nutzanwendung dieses Ergebnisses nur bei Maschinen ohne Kompression der Ladung zulässig.

Des Weiteren hat Clerk auch Versuche über Explosion komprimirter Gasmischungen in geschlossenem Gefässe ausgeführt, welche er aber noch nicht ganz reif zur Veröffentlichung erachtet. Die Versuche ergaben principiell genau die gleichen Resultate. Der erzeugte Druck war proportional

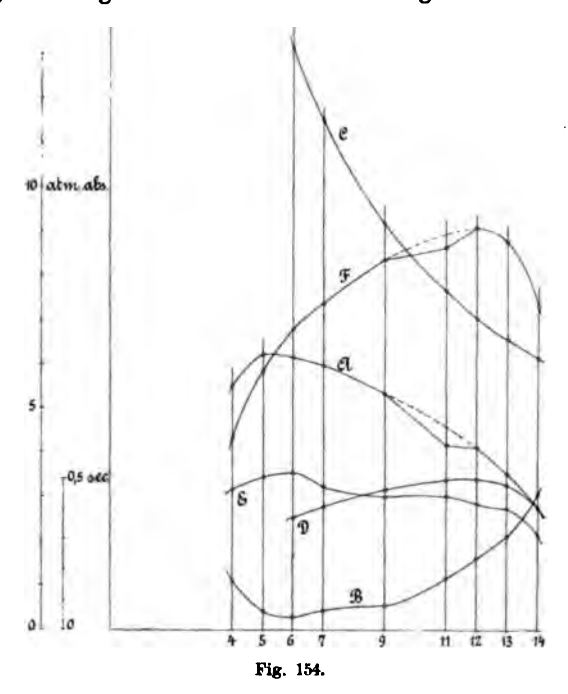


Fig. 154.

dem Drucke vor der Zündung; die gleiche Mischung bei gleicher Anfangstemperatur, aber auf den doppelten Druck komprimirt, ergab den doppelten Explosionsdruck.

Die Arbeitsprocesse der Gaskraftmaschinen.

Bezüglich der Arbeitsprocesse der Gasmotoren sind von verschiedenen Seiten eingehende Studien angestellt und veröffentlicht worden; besonders sind die Arbeiten von Fink (siehe Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1885 S. 251), Clerk, Köhler, Witz und Schöttler zu nennen. Hier sei von der Aufnahme derartiger Untersuchungen abgesehen, doch mögen kurz die Ergebnisse solcher Rechnungen zusammengestellt und durch Zahlenbeispiele erläutert werden, da sich aus ihnen trotz der gemachten, in Wirklichkeit meist unzutreffenden Voraussetzungen ein gewisser Ueberblick über die wesentlichsten Arbeitsprocesse ergiebt. Wir folgen hierbei der Köhler'schen Arbeit.

Erster Process. Während eines Theiles des Hubes wird Gas und Luft bei atmosphärischem Drucke angesaugt; alsdann wird dasselbe entzündet, expandirt bis zum Hubende und wird beim Rückhube ausgestossen. Fig. 155 zeigt das Diagramm einer solchen Explosionsmaschine ohne Kompression der Ladung; die ersten Maschinen von Lenoir, welche doppeltwirkend waren, arbeiteten nach diesem Princip. Unter der Annahme adiabatischer Expansion ergiebt sich mit den in der Figur eingetragenen Bezeichnungen und $\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$, sowie $\varepsilon = \frac{v_2}{v_1}$ = dem Expansionsgrad, der Wirkungsgrad, d. h. das Verhältniss der in indicirte Arbeit umgesetzten Wärme zu der zugeführten Wärme zu

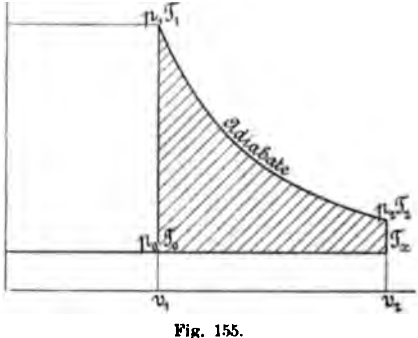


Fig. 155.

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{T_1 - T_0} \left[\frac{T_1}{T_0 \, \varepsilon^{\varkappa - 1}} - \varepsilon + \varkappa \, (\varepsilon - 1) \right] \qquad 342)$$

Ist der Cylinder so lang, dass bis auf den atmosphärischen Druck bei der Temperatur T_2) expandirt wird, so hat man

$$\eta = 1 - \varkappa \frac{T_2 - T_0}{T_1 - T_0} \qquad 343)$$

Setzt man $T_0 = 320$ (entsprechend $t_0 = 47^0$ C, da sich die Ladung beim Einsaugen in den heissen Cylinder erwärmt), $p_1 = 7$ at abs. und $\varepsilon = 1{,}8$, welche Verhältnisse etwa der Lenoir'schen Maschine entsprechen, so findet man mit $\varkappa = 1{,}41$

$$T_1 = 2240 \quad T_2 = 1760 \quad T_x = 576 \text{ und } \eta = 0{,}195.$$

Wird die Expansion bis zur atmosphärischen Spannung fortgesetzt, so ergiebt sich

$$\varepsilon = 3{,}975 \quad T_2 = 1272 \text{ und } \eta = 0{,}301.$$

Zweiter Process. Es ist dies derjenige der sogen. Viertaktmaschine von Otto, bei welcher sich der Arbeitsprocess nur auf einer Kolbenseite abspielt, während die andere jederzeit mit der freien Luft kommunizirt. Beim ersten Hub wird die Ladung angesaugt, beim zweiten komprimirt und zwar nach Massgabe des sehr grossen schädlichen Raums (Kom-

pressionsraums); zu Beginn des dritten Hubes (bei annähernd konstantem Volumen) entzündet sich die Ladung, expandirt und wird beim vierten Hube endlich ausgestossen. In Fig. 156 ist ein solcher Process dargestellt. Nach diesem Princip arbeitet der Otto'sche Motor und nach ihm die weitaus grösste Zahl der heutigen Gasmotoren. Verlegt man das Ansaugen und Komprimiren in einen Cylinder, die Zündung, Expansion und den Auspuff in einen zweiten, so hat man eine Zweitaktmaschine (Clerk, Benz).

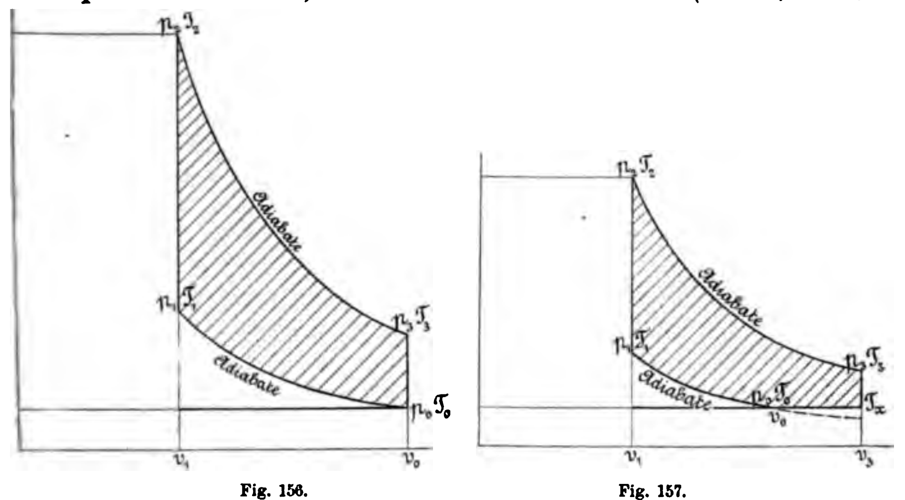


Fig. 156. Fig. 157.

Unter Annahme eines adiabatischen Verlaufs der Kompression und Expansion und mit $\varepsilon = \frac{v_0}{v_1}$ findet sich

$$\eta = 1 - \frac{T_3 - T_0}{T_2 - T_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa - 1}} \qquad 344)$$

Da zufolge Voraussetzung der Expansionsgrad gleich dem Kompressionsgrad $= \varepsilon$ ist, so sieht man sofort, dass η nur vom Kompressionsgrad abhängt; es wird für

$\varepsilon = 2{,}5$	$3{,}0$	$3{,}5$
$\eta = 0{,}313$	$0{,}363$	$0{,}402$

Nehmen wir beispielsweise $\varepsilon = 2{,}5$ und $T_0 = 320$, so wird $p_1 = 3{,}64$ und $T_1 = 466$; ferner sei $p_2 = 3\,p_1 = 10{,}92$, so ist $T_2 = 1398$, $p_3 = 3{,}0$, $T_3 = 960$ und $\eta = 0{,}313$.

Derartige Motoren zeigen etwa $\varepsilon = 3{,}3$. Mit $T_0 = 320$ findet sich dann $p_1 = 5{,}46$ und $T_1 = 524$; nimmt man $p_2 = 2\,p_1 = 10{,}922$, so wird $T_2 = 1048$, $p_3 = 2{,}0$, $T_3 = 640$ und $\eta = 0{,}389$. Die wirklichen Diagramme zeigen andere Werthe, da die Exponenten der beiden Kurven von $\varkappa$ abweichen.

Von besonderem Interesse ist noch der in Fig. 157 dargestellte Ar-

beitsprocess, welcher eine Abart des vorigen bildet; hier ist das Kompressionsverhältniss vom Expansionsverhältnisse verschieden. Hiernach arbeiten beim normalen Gange verschiedene Motoren (z. B. **Atkinson**) und ferner auch die sogen. Präcisionsgasmaschinen bei reducirter Leistung. In letzterem Falle ergänzt sich das Diagramm noch durch die punktirte Kurve, nach welcher die nur während eines Theiles des Hubes angesaugte Ladung weiterhin expandirt und wieder komprimirt wird.

Nimmt man auch hier wieder die Kompression und Expansion adiabatisch an, nennt das Kompressionsverhältniss $= \frac{v_0}{v_1} = \varepsilon_c$ und das Expansionsverhältniss $= \frac{v_3}{v_1} = \varepsilon_e$ und setzt $m = \frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_c}$, so ergiebt sich für den Wirkungsgrad dieses Processes

$$\eta = 1 - \frac{T_3 - m\,T_0}{T_2 - T_1} - \varkappa\,(m - 1)\,\frac{T_0}{T_2 - T_1} \qquad 345)$$

Bei den Atkinson'schen Maschinen ist etwa $\varepsilon_c = 2{,}5$ und $\varepsilon_e = 4{,}5$, somit $m = 1{,}8$; nimmt man $T_0 = 320$ und $p_2 = 3{,}5\,p_1$ an, so findet sich $p_1 = 3{,}64$, $T_1 = 466$, $p_2 = 12{,}74$, $T_2 = 1631$, $p_3 = 1{,}53$, $T_3 = 880$ $T_x = 576$ und $\eta = 0{,}429$. Auch hier weichen die wirklichen Diagramme wesentlich ab; die Exponenten fanden sich für die Kompression zu 1,2, für die Expansion zu 1,26 anstatt $\varkappa = 1{,}41$, wie hier vorausgesetzt. Würde man bis zum atmosphärischen Druck expandiren, so würde $p_3 = 1{,}0$, $T_3 = 778$ und $\varepsilon_e = 6{,}08$, der Cylinder daher um ein Drittel länger werden, während $\eta = 0{,}446$ wird, also nur wenig zunimmt.

Wie oben erwähnt, arbeiten nach diesem Process auch die sogen. Präcisionsgaskraftmaschinen, bei welchen man im Falle zu raschen Ganges nicht ganze Ladungen ausfallen lässt, sondern nur das Eintrittsventil früher oder später schliesst. Diese Art der Regulierung ergiebt grössere Gleichförmigkeit des Ganges und lässt sich konstruktiv leicht erreichen. Um den Wirkungsgrad η dieses Processes zu ermitteln, muss man die zugeführte Wärme Q_1 und die entzogene Wärme Q_2 berechnen und $\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$ bilden.

Nun ist Q_1 proportional der angesaugten Menge der Ladung. Ist H der Heizwerth von 1 kg Ladung, welches das Volumen v einnimmt, so ist ohne weiteres, da $v_0 - v_1$ das Saugvolumen ist,

$$Q_1 = H\,\frac{v_0 - v_1}{v} \qquad 346)$$

Der gesammten Gasmasse g wird die Wärmemenge Q_2 entzogen und es ist

$$Q_2 = g\,[c_v\,(T_3 - T_x) + c_p\,(T_x - T_0)] \qquad 347)$$

Bezeichnet man mit γ das specifische Gewicht der Auspuffgase, so wiegen die im Kompressionsraum verbliebenen Gase γv_1, während die Ladung $\frac{v_0 - v_1}{v}$ wiegt; es ist daher

$$g = \frac{v_0 - v_1}{v} + \gamma v_1$$

Mit den Annahmen $H = 565$, $v = 0,984$ und $\gamma = 1,049$ (etwa Slaby's Versuchen entsprechend) findet sich mit $T_0 = 320$, $c_v = 0,189$, $c_p = 0,259$ und $\frac{v_3}{v_1} = 2,66$ für

$\frac{v_0 - v_1}{v_3 - v_1}$ =	0,333	0,667	1,00
η =	0,73	0,63	0,57
p_3 =	1,61	2,63	3,74

Diese Ergebnisse sind rein theoretischer Natur und unter der Voraussetzung wärmedichten Cylinders und momentaner Entwicklung der Wärme Q_1 gewonnen; sie zeigen aber doch, dass diese Art Regulierung auch ökonomisch ist. Ich führe sie an, weil Meyer (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 S. 16) zu entgegengesetzten Resultaten gelangt; er setzt irrthümlich Q_1 konstant und erhält damit auch weiterhin falsche Werthe für p_3. Im Uebrigen sei auch hier auf Köhler's Arbeit besonders hingewiesen (S. 33).

Dritter Process. Bei diesem Process tritt keine explosive, sondern eine allmälige (langsame) Verbrennung auf; Fig. 158 zeigt ein Diagramm desselben. Eine solche Maschine (Simon, Brünler) habe zwei Cylinder, von denen der eine als Pumpe, der andere als Arbeitscylinder wirke. Die Pumpe saugt ein Volumen v_0 an, komprimirt diese Ladung auf v_1 und schiebt sie in ein Reservoir; von hier tritt dieselbe, bei konstantem Druck verbrennend, in den Arbeitscylinder. Beim Volumen v_2 wird abgesperrt, die Gase expandiren bis v_3 und treten dann aus. Das Ergebniss ist die schraffirte Fläche.

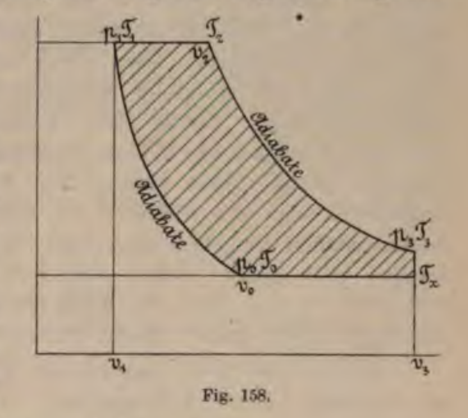


Fig. 158.

Als Wirkungsgrad dieses Processes findet man

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varkappa (T_2 - T_1)} [T_3 + (\varkappa - 1) T_x - \varkappa T_0] \qquad 348)$$

Mit beispielsweise $T_0 = 320$, $\frac{v_0}{v_1} = 2{,}7$, $\frac{v_2}{v_3} = 0{,}45$ und $x = 1{,}41$ erhält man $\eta = 0{,}326$.

Setzt man die Expansion bis zur atmosphärischen Spannung fort, so wird $T_3 = T_x$ und es ergiebt sich wegen $T_3 T_1 = T_2 T_0$

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{T_1} \qquad 349)$$

Da dieser Werth dem der Formel 344 gleich ist, so ersieht man, dass theoretisch bei gleichem Kompressionsgrade der Wirkungsgrad einer solchen Verbrennungsmaschine denjenigen des Otto'schen Explosionsmotors erst dann erreicht, wenn bis zum Gegendruck expandirt wird; letzterer ist also im Vortheil. Hierbei ist aber nicht zu übersehen, dass die Kühlwasserverluste solcher Motoren mit langsamer Verbrennung wegen der niedrigeren Temperaturen ganz andere sein werden, als diejenigen der Explosionsmotoren.

Vierter Process. Hier seien noch Betrachtungen über einen Process angeführt, zu welchem Köhler, vom Carnot'schen Kreisprocess ausgehend, gelangt. Eine praktische Verwerthung haben diese Vorschläge nicht erfahren, doch sind sie besonders erwähnenswerth im Hinblick auf den Diesel'schen Petroleummotor, welcher auf ganz ähnlichen Grundlagen aufgebaut wurde.

Der Carnot'sche Kreisprocess ergiebt den grösstmöglichen Wirkungsgrad zwischen zwei gegebenen Temperaturgrenzen. Die Durchführung desselben beschreibt Köhler wie folgt: „Erster Hub: Ansaugen von Luft. Zweiter Hub: Kompression derselben und zwar im Anfang mit Kühlung (isothermisch), etwa durch Einspritzen von etwas Wasser; ist dieses verdampft, so erfolgt Kompression nach der Adiabate, wobei die Temperatur steigt. Dritter Hub: Einspritzen von Gas und Entzündung desselben, wobei nur so viel Gas eingeführt werden muss, dass die Temperatur konstant bleibt. Nach einiger Zeit Absperren des Gases und daher Expansion nach der Adiabate bis zum Anfangszustand. Vierter Hub: Herausschaffen der gebrauchten Luft bis auf den zurückbleibenden Theil." Diesel geht genau ebenso vor, nur dass sich bei ihm der Brennstoff direkt in der durch die Kompression hoch erhitzten Luft entzündet, also nicht durch äussere Mittel gezündet wird.

Komprimirt man isothermisch auf 2 at und adiabatisch auf 6 at bei atmosphärischem Anfangsdruck, so ergiebt sich für einen Carnot'schen Process $\eta = 0{,}27$ und der mittlere Druck $p_m = 0{,}34$; steigert man die adiabatische Kompression bis auf 20 at, so wird $\eta = 0{,}49$ und $p_m = 0{,}73$. Der mittlere Druck bei einem Viertaktmotor beträgt dagegen $p_m = 3{,}5$—$4{,}0$. Man ersieht hieraus sofort, dass der Carnot'sche Process

se schwere Maschinen erfordert, die mit sehr hohen Pressungen
igen mechanischen Wirkungsgraden arbeiten müssten.
hler gelangte daher zu einer Maschine anderer Einrichtung, welche
nder hat, deren erster als Gas- oder Gasgemischpumpe arbeitet,
der zweite als Luftkompressionspumpe und als Arbeitscylinder
Die Gaspumpe drückt brennbares Gemisch in einen Behälter.
itscylinder saugt beim ersten Hube Luft an und verdichtet sie
iten Hube, und zwar isothermisch. Während des ersten Theils
n Hubes wird in die verdichtete Luft Gasgemisch eingespritzt,
an einer ständig brennenden Flamme entzündet, so dass sich
arbeitsverrichtend bei
m Drucke ausdehnt; hier-
gt adiabatische Expan-
beim vierten Hube der

einen sehr wesentlichen
dieses Processes führt
an, dass es möglich
big grosse Luftmengen
en, ohne dadurch die
keit zu beeinflussen, was
sten drei Processen nicht
st. Des Weiteren sagt
kann also auch durch
len Luftüberschuss die Temperatur im Cylinder so weit herunter-
ss eine besondere Kühlung durch Wasser unnöthig wird, wodurch
durch dasselbe bedingten Wärmeverluste vermindert." Dasselbe
ebte Diesel später auch, allerdings ohne Erfolg.

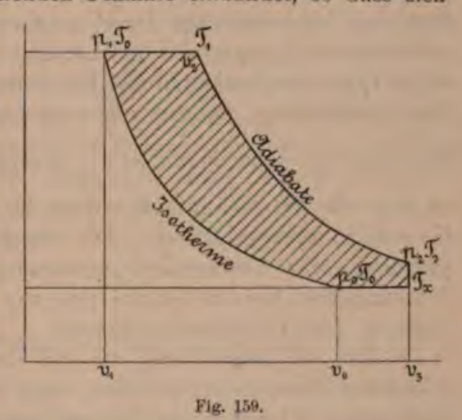


Fig. 159.

s Diagramm Fig. 159 entspricht diesem Köhler'schen Process.
t man das Kompressionsverhältniss $\frac{p_1}{p_0}$ mit u, so findet sich
in die Figur eingetragenen Bezeichnungen für den Wirkungs-
Ausdruck

$$\eta = \frac{A\,R\,[T_1 - T_x - T_0 \operatorname{logn} u] + c_v\,(T_1 - T_2)}{c_p\,(T_1 - T_0)} \qquad 350)$$

lgende Tabelle giebt die Zahlenwerthe für einige Fälle, bei denen
nd $p_1 = 6$, also $u = 6$ genommen wurde; p_m ist der mittlere Druck.

	$p_2 = 1$	$p_2 = 2$	$p_2 = 3$	$v_3 = v_0$
η	0,363	0,328	0,277	0,258
p_m	1,57	2,37	2,66	2,71
T_1	1160	1160	1160	1160
T_2	696	847	957	986

[illegible] von p ergeben sich noch günstigere Verh[illegible] [illegible] $= 8$ und $v_8 = v_0$ der Wirkungsgrad $\eta = 0,$ [illegible]

[illegible] haben diese beachtenswerthen Vorschläge Köhl[illegible] [illegible] noch nicht gefunden.

[illegible] hat Donat Banki in der Zeitschr. d. Ver. [illegible] sehr fleissige Arbeit „Zur Theorie der Wär[illegible] [illegible] welche einen guten Ueberblick gewährt. Ban[illegible] [illegible] Wirkungsgrade, Maximalspannungen und Temperaturen [illegible] [illegible] Verbrennung bei konstantem Volumen (Explosion), mit V[illegible] [illegible] konstantem Druck und mit isothermischer Verbrennung, [illegible] [illegible] Kompression und Expansion und ausserdem noch für erst[illegible] [illegible] isothermischer Kompression, im ganzen also für 5 Typ[illegible] [illegible] ist das von 1 kg Luft bei 127° C; der Kompressio[illegible] [illegible] bis herab zu $\frac{1}{128}$ (7 verschiedene Grössen) angenommen u[illegible] [illegible] Processe für 4 verschiedene Werthe der Wärmezufuhr (1[illegible] [illegible] durchgerechnet. Die Ergebnisse sind tabellarisch wie au[illegible] [illegible] sehr übersichtlich zusammengestellt. Für den mechanisch[illegible] Wirkungsgrad benutzt Banki eine von Lorenz (Zeitschr. der Ver. d. I[illegible] [illegible] 1267) aufgestellte Formel.

[illegible] der Betrachtung der für den thermischen Wirkungsgrad v[illegible] [illegible] Kurven ergiebt sich, dass bei adiabatischer Kompression [illegible] [illegible] Wirkungsgrade bei demjenigen Kreisprocess am höchsten si[illegible] [illegible] dem die Wärmezufuhr am raschesten erfolgt.

Die von Banki gezogenen Schlussfolgerungen sind die folgend[illegible]

1) Die Wärmezufuhr soll möglichst reichlich sein.
2) Die Art der Wärmezufuhr beeinflusst den Wirkungsgrad nic[illegible] sobald sie zwischen der Explosion und der gleichmässigen V[illegible] brennung bleibt.
3) Bei Explosionsmotoren dürfen die Gase während der Kompress[illegible] beliebig gekühlt werden; hingegen soll sich bei gleichmässi[illegible] Verbrennung die Kühlung auf den unbedingt nöthigen Grad [illegible] Cylinderkühlung beschränken.
4) Die höchsten Spannungen im Cylinder sollen sich 30 bis 4[illegible] nähern.

Endlich ist noch eine Abhandlung „Die Kreisprocesse der G[illegible] maschine" von Prof. Stodola zu erwähnen, welche in der Zeitsch[illegible] d. Ver. d. Ing. 1898 S. 1045 veröffentlicht worden ist. Wir müssen uns versagen, auf diese hochbedeutende Arbeit näher einzutreten, u[illegible] mehr, als sie viele Fragen heranzieht, welche heute noch mehr [illegible] Physiker als dem Ingenieur geläufig sind. Stodola macht bei sei[illegible] Untersuchungen ausgedehnten Gebrauch von dem Wärmegewichts- [illegible]

Entropiediagramm; da nach den Versuchen von Mallard und Lechatelier der Werth der auf das Molekulargewicht bezogenen specifischen Wärmen aller für Gasmotoren in Betracht kommenden Gase (s. S. 178) beim absoluten Nullpunkte der Temperatur gegen einen fast gleichbleibenden Grenzwerth konvergirt (s. Wiedemann, Beiblätter 1890 Bd. 14 S. 364), lässt sich dasselbe Entropiediagramm für alle Gasarten benutzen, sofern die Entropie eben nicht auf 1 kg, sondern auf das Molekulargewicht bezogen wird. Die Rechnungen werden deshalb neben einander sowohl für 1 kg, wie auch für das Kilogramm-Molekül durchgeführt, d. h. für eine Gewichtsmenge von soviel Kilogramm des betreffenden Gases, als das auf Wasserstoff bezogene Molekulargewicht Einheiten hat. Führt man in die bekannte Gleichung $dQ = c_v dT + Apdv$ (s. S. 109) für c_v den Werth $c_v = a + bT$ ein und bildet den Ausdruck für das Wärmegewicht (oder die Entropie) P, so erkennt man, dass sich durch Zerlegung dieses Ausdrucks eine bequeme graphische Darstellung desselben gewinnen lässt. Die Stodola'sche Methode giebt zum ersten Mal die Mittel an die Hand, wärmetheoretische Untersuchungen an Kreis- oder anderen Processen unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit der Werthe der specifischen Wärmen in übersichtlicher graphischer Weise durchzuführen.

Explosionsmaschinen ohne Verdichtung der Ladung.

Als ersten Vertreter dieser Gruppe haben wir die oben bereits mehr fach erwähnte Maschine Lenoir's zu betrachten, die ihm 1860 als „Moteur à air dilaté par la combustion du gaz" patentirt wurde. Trotz ihres schliesslichen Misserfolges gebührt ihr das Verdienst, die Gasmaschinen in die Praxis eingeführt zu haben. Im folgenden mag die Maschine besprochen werden, wie sie Marinoni in Paris ausführte; diese Anordnung unterscheidet sich baulich nicht unwesentlich von der Zeichnung der Patentschrift, die z. B. Macgregor giebt.

Aus einer Betrachtung der Fig. 160 ist ersichtlich, dass die Bauart der Maschine derjenigen einer Dampfmaschine glich. Zwei durch Excenter von der Welle aus bewegte Schieber G und H vermitteln den Zutritt des Explosionsgemisches bezw. den Austritt der Verbrennungsgase. Der Kolben saugt das Gemisch bis etwa zur Hubmitte an, worauf die Zündung durch Elektricität herbeigeführt wird und danach erst die Zutrittskanäle abgesperrt werden. Die Auslassschieber arbeiten mit geringer Voreilung. Die Einlassschieber zeigen eine besondere, durch die Fig. 161 und 162 veranschaulichte Einrichtung. Es ist ersichtlich, dass Plattenschieber angewendet sind, die am Cylinder, sowie am Gaszufuhrgehäuse dichten und durch letzteres Stück nachstellbar sind. Die entsprechenden schlitzförmigen Oeffnungen im Schieberspiegel und im Gehäuse gestatten bei geeigneter Schieberstellung sowohl dem Gase wie der Luft den Zutritt zum

Cylinder. Zu dem Zwecke sind im Schieber, der aus Rothguss hergestellt ist, übereinander eine Anzahl Röhrchen von 2 mm Weite angeordnet, durch welche das Gas zutritt; die Luft dagegen tritt durch die seitlichen

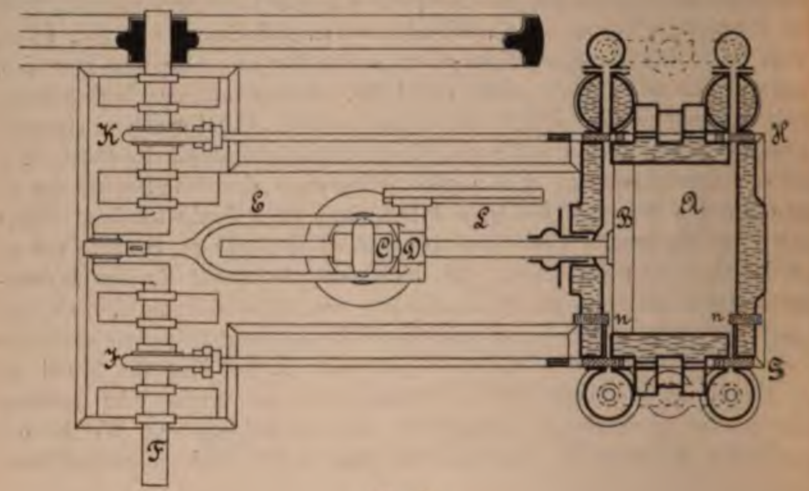


Fig. 160.



Fig. 161.

Fig. 162.

Schlitze des Schiebers ein und gelangt von hier in den Cylinder. Dies etwas verwickelte Einrichtung sollte Gas und Luft getrennt in den Cylinde bringen, um die leichte Entzündbarkeit des Gemisches zu sichern; u diese beabsichtigte Trennung auch in den Kanälen aufrecht zu erhalte sind hier aus Rothguss angefertigte Kämme eingesetzt (Fig. 163).

In ähnlicher Weise, nur entsprechend viel einfacher, sind die Au lassschieber gebaut. Der Kolben ist mit Ringen abgedichtet. Cylinde Deckel und Austrittsgehäuse werden mit Wasser gekühlt.

Die Explosion des Gemisches wird durch einen elektrischen Funk herbeigeführt. Zu dem Zwecke werden zwei Bunsenelemente mit eine Ruhmkorff'schen Induktionsapparate nebst Hammer verwendet. A

dem Maschinenrahmen steht der Elektricitätsvertheiler L, der zwei isolirte Schienen f g und h i trägt (Fig. 164), deren letztere in der Mitte getheilt ist. Der am Kreuzkopf der Maschine nichtleitend befestigte Commutator l verbindet f g entweder mit h oder i. Die Schiene f g ist mit dem positiven

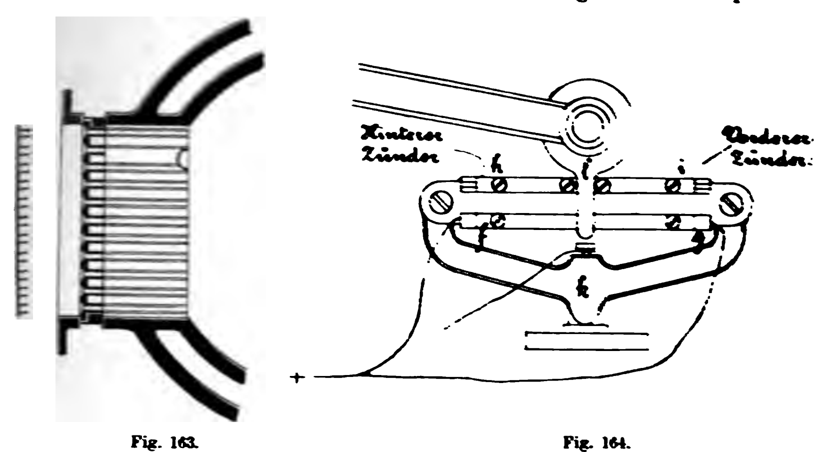


Fig. 163. Fig. 164.

Pol verbunden, die Stütze k und mithin Maschinenrahmen und Cylinder mit dem negativen Pol. Die Schienen h und i sind durch Drähte mit den Zündern n verbunden. Die Zünder, aus Kupfer hergestellt und in die Cylinderdeckel eingeschraubt, enthalten im Innern einen Porzellancylinder (Fig. 165) zur Aufnahme der beiden Drähte. Hiernach ist leicht einzusehen, dass am Zünder so lange Funken in rascher Folge überspringen, als der Commutator eine der oberen mit der unteren Schiene verbindet. Die Zünder sind so gestellt, dass die Entladungen in der Mittelebene der Zuführungskanäle erfolgen. Diese ganze Zündvorrichtung war ein Fortschritt gegen die der älteren Lenoir'schen Maschinen, bei welcher der elektrische Hammer fehlte und nur ein einziger Funke übersprang; dennoch arbeitete dieselbe nicht mit erwünschter Zuverlässigkeit und bedurfte vieler Aufmerksamkeit.

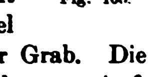


Fig. 165.

Die Maschine wurde mit viel Reklame auf den Markt gebracht und erregte grosses Aufsehen. Man versprach viel mehr von ihr, als sie leisten konnte und grub ihr damit ihr Grab. Die Maschine ist sorgfältig durchgebildet und würde bei bescheidenerem Auftreten sich wohl länger behauptet haben; vielfach wurde sie noch den lärmenden atmosphärischen Gasmaschinen vorgezogen.

Tresca hat umfängliche Versuche mit der Lenoir'schen Maschine vorgenommen (z. B. Bull. de la société d'encour. 1861 S. 577). Eine Maschine von 300 mm Durchmesser und 300 mm Hub ergab bei einer

schwingt um einen vollen Zapfen, während der Luft- und Gaszutritt durch einen Schieber erfolgt, der mittels einer vom Schwingungsmittel aus beschriebenen Coulisse von einer Daumenscheibe gesteuert wird. Der Austritt der Gase findet auf der entgegengesetzten Seite statt, und wird durch die Schwingungen des Cylinders herbeigeführt, ohne dass ein Schieber nöthig wäre. Die Maschine ist einfach wirkend und für kleine Leistungen, bis zu 1 e, bestimmt; sie wurde von der Société des moteurs à gaz français gebaut. An der Richtigkeit des zu 1 cbm für 1 e/h angegebenen Verbrauchswerthes darf gezweifelt werden. Der Cylinder hat Wasserkühlung.

Die Turner'sche Maschine (Engl. Pat. 1270 von 1879) ist gleichfalls für kleine Leistungen bestimmt; eine $^{1}/_{3}$ e Maschine machte 180 Umdrehungen und brauchte bei 7 Luft auf 1 Gas für 1 e/h 3,3 cbm. Bei grösseren Maschinen wird das Gas von einer Pumpe in den Cylinder gedrückt, welche auch bei jeder Umdrehung die Verbrennungsgase aus der Maschine entfernt.

Ord's Maschine (1881) weist eigenartige Zündung auf. Zwei kleine Pumpen saugen Luft und Gas und drücken sie in die Zündkammer des Schiebers. Im geeigneten Augenblick wird der Inhalt dieser Kammer an einem beständigen Brenner, in dessen Flamme ein feiner Luftstrom eingeführt wird (Stichflamme), entzündet und dann die Kammer rasch mit dem Cylinderinnern in Verbindung gesetzt. Der Zweck der Einrichtung ist, bei grossen Umdrehungszahlen sichere Zündung zu erreichen. Gute Zeichnungen siehe Richard, T. 5.

Für kleine Leistungen von 14 mkg bis 1 e ist die Maschine von Bénier und Lamart (1881) bestimmt. Die Kurbelwelle liegt seitlich vom Cylinder und wird unter Einschaltung eines Hebels vom Kolben bewegt. Eine liegende Anordnung giebt Richard (T. 3), eine stehende Witz (S. 184). Die ganze Maschine ist sehr einfach und gedrängt gebaut, da das Triebwerk in einem kastenförmigen Gussgestell untergebracht ist. Der Schieber, der von einer Daumenscheibe bewegt wird, ist einfach und zweckentsprechend eingerichtet (Fig. 168).

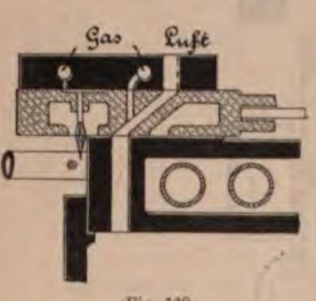


Fig. 168.

Die Maschine hat Wasserkühlung; der Wasserraum ist aber noch von aufrechten Röhren, die unten und oben offen sind, durchzogen, in denen Luft, der Erwärmung entsprechend, von unten nach oben strömt, um die Kühlung noch wirksamer zu gestalten. Der Gasverbrauch wurde für einpferdige Maschinen zu 1,4 cbm angegeben. Die Wirkungsweise der Maschine ist die der Lenoir'schen.

Wandungen abgeführt würde, zur Erhitzung und Verdampfung sers zu verwenden und auf diese Weise während der Zeit der g nutzbringend zu verwerthen.

beschreiben die Maschine kurz, ohne Zeichnungen derselben bei- Sie war gleichfalls doppeltwirkend, aber stehend angeordnet. und Auslass bewirkte ein Muschelschieber, dem noch ein zweiter, Plattenschieber zu Hilfe kam; der Austritt erfolgte durch die les ersteren. An den Enden des Muschelschiebers brannten in zwei kleine, von Gummischläuchen gespeiste Flammen; dieselben bei jeder Explosion, entzündeten sich aber wieder an zwei des Schieberkastens brennenden Flammen. Der Kolben saugte Hubes Gemisch an und dann erfolgte die Zündung.

Hugon'sche Maschine arbeitete ebenso ruhig als die Lenoir's, aber betreffs des Gas- und Oelverbrauches überlegen. Tresca diese Maschine geprüft (Annales du Conservatoire, Bd. 7. S. 67) len, dass eine solche von 330 mm Durchm. und 320 mm Hub Kolbengeschwindigkeit (53 Umdr.) 2,07 e leistete und für 1 e/h Gas brauchte. Grösster Druck 3,27 at. Wirkungsgrad 0,58. mit 7,4 % Gas. Für die Pferdestärke wurden stündlich 6 kg gespritzt.

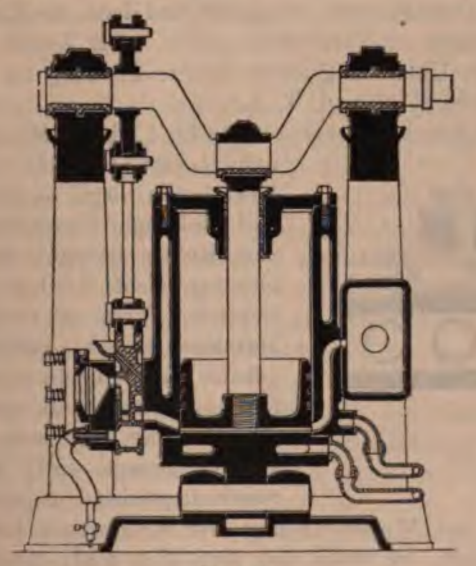


Fig. 167.

liess sich Ravel eine schwingende Gasmaschine patentiren T. 3. Witz S. 180), die sich einer grossen Verbreitung er- ganze Anordnung (Fig. 167) ist wohldurchdacht; der Cylinder

tritt. Eine Regulierung wird dadurch erreicht, dass die Druckplatte des Schiebers selbstthätig verstellt wird. Zur Kühlung des Cylinders sind dünne Rippen, die einen Schraubengang bilden, angegossen; diese Schrauben-

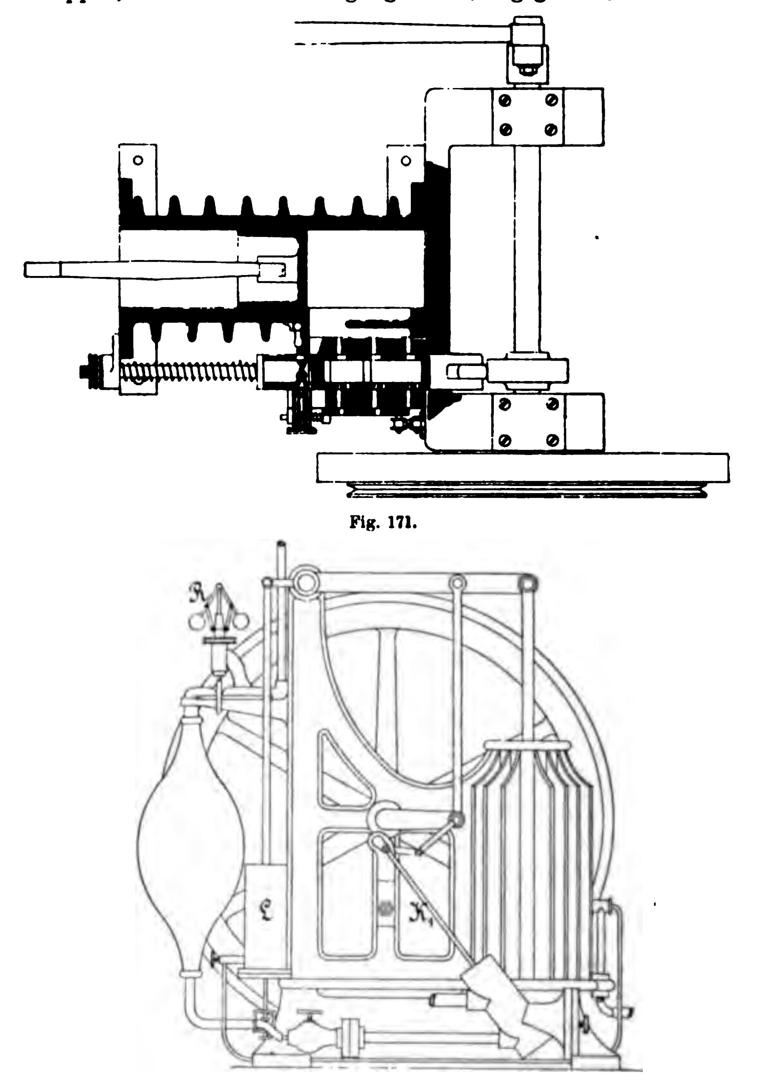


Fig. 171.

Fig. 172.

rippen vertheuern den Cylinder sehr und würden durch Kreisrippen völlig gleichwerthig ersetzt werden. Die Maschine ist in 5 Grössen gebaut worden, von 4 bis 75 mkg. Das kleinste Modell, 0,45 . 0,3 Grundfläche,

rbrauchte stündlich 250 l, das grösste 1500 l, entsprechend einem Gas-rbrauch für die Stunden-Pferdestärke von 4,7 bezw. 1,5 cbm — für ese Maschinengruppe bemerkenswerthe Verbrauchswerthe.

Eine weitere, sehr gedrungene Anordnung ist die der Economic otor Co. in New York, die bis zu 1/2 e ausgeführt worden ist. Der it Längsrippen ausgerüstete Cylinder ist stehend angeordnet, wie Fig. 72 zeigt, und mit dem Maschinengestell in einem Stücke gegossen. ie Steuerung erfolgt mittels zweier verstellbarer Kolben (Fig. 173),

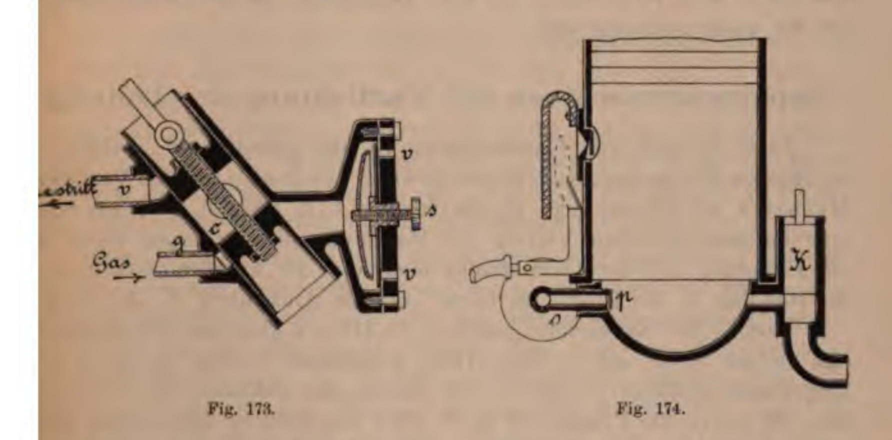


Fig. 173. Fig. 174.

eren Stange von einer Kurbel bewegt wird, die ihrerseits durch eine Art chleppkurpel von der Maschinenkurbel mitgenommen wird. Der Luft-utritt erfolgt durch die Oeffnungen v, die von einer Kautschukplatte erschlossen werden können, deren Spiel durch Verstellung der Schraube geregelt wird; das Gas tritt durch g hinzu, die Verbrennungsgase ent-eichen durch v. Zwischen beiden Kolben mündet der Kanal c nach em Cylinder. Eine sinnreiche, wenngleich ausserordentlich verwickelte egulierung ist angebracht. Der Regulator R bewegt einen Quetschhahn, er die Gasleitung beim Stillstande der Maschine abschliesst. Weiterhin ist n Ende des Hebels eine kleine Luftpumpe L angehängt, die einen feinen uftstrahl in die Flamme des Zündbrenners einführt. Geht die Maschine hr rasch, so wird der Luftdruck gesteigert und dadurch eine im Boden es Pumpcylinders angebrachte biegsame Platte niedergedrückt, an welcher in Quetschhahn hängt, der die Gasleitung verengt. Die einfache Zünd-orrichtung erläutert Fig. 174, eine Skizze der Einrichtung bei den kleinsten Iodellen. Hier treten Luft und Gas gemeinschaftlich bei o in den ylinder; der Zufluss wird durch die kleine Metallklappe p abgeschnitten, obald bei der Explosion der Druck im Innern steigt. Den Austritt teuert der Kolbenschieber K.

Die Kolbenschieber sind ein wenig empfehlenswerthes Steuerorgan; zieht man auswechselbare Bronceringe auf den gusseisernen Kolbenkörper auf, wie Mignon und Rouart thun, so ist eine Ausbesserung wesentlich erleichtert.

Dies sind die nennenswerthesten Anordnungen von Explosionsmaschinen ohne Verdichtung des Gemisches. Sie sind sämmtlich für kleine Leistungen bis etwa 1 e bestimmt und leisten da völlig das Verlangte. Für grössere Leistungen sind sie nicht brauchbar und unterliegen den Maschinen mit Verdichtung in jeder Beziehung, dürften auch heute so gut wie ganz verlassen sein.

Explosionsmaschinen mit Verdichtung der Ladung.

Diese Gruppe von Gasmaschinen ist die grösste und enthält die wichtigsten aller ausgeführten Konstruktionen. Sieht man von den Versuchen Millon's ab (Proceedings of the Inst. of Civ. Eng. T. 69), so stösst man im geschichtlichen Verfolg der Maschinen dieser Gruppe sofort auf die Erfindung, die der Gasmaschine überhaupt zu Ansehen verhalf, und sie endgiltig in die Praxis einführte, auf die Anordnung N. A. Otto's.

Betreffs der Entwickelungsstufen, die Otto's Maschine durchgemacht hat, sei auf einen am 2. März 1886 gehaltenen Vortrag E. Langen's hingewiesen (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1886), aus welchem wir entnehmen, dass die im ersten Patente (D. R. P. 532) beschriebene Einrichtung noch nicht völlig das erreichen liess, was Otto beabsichtigte, und dass die Einrichtung D. R. P. 2735 noch fast unverändert an den neueren Maschinen vorzufinden ist; die Entnahme des D. R. P. 14 254 machte sich infolge Untreue eines Beamten nothwendig; hängt aber mit Otto's Einrichtung nur lose zusammen. Das Wesentlichste an Otto's Anordnung ist die Verwendung verdichteter Ladungen und der damit zusammenhängende „Viertakt", d. h. die Vertheilung eines Vorganges auf vier Kolbenhübe, und die Art der Bildung der Ladung. Der Cylinder zeigt am äusseren Ende einen grossen schädlichen Raum (bis zu $^2/_3$ des Kolbenraumes), in dem die Ladung verdichtet wird; beim Abschlusse des Austritts bleibt dieser Raum mit Verbrennungsgasen gefüllt und es wird zunächst reine Luft und zuletzt erst ein gasreiches Gemisch angesaugt.

Aus den Fig. 175 bis 177, die eine 3 e Maschine mit Schiebersteuerung darstellen, ist ersichtlich, dass die Bauart der einer gewöhnlichen Dampfmaschine gleicht. Das auf einen Sockel aufgesetzte Maschinenbett enthält das Kurbellager und einen starken Flansch zur Befestigung des Cylinders, so dass auf diese Weise ein äusserst fester Zusammenhang zwischen der Kraftquelle (Cylinder) und dem Kraftempfänger (Kurbelwelle) geschaffen ist. Die Welle ist gekröpft, um sie beiderseits lagern zu können; am einen Ende sitzt das Schwungrad, am andern Ende be-

ndet sich der Antrieb der Steuerung. Der Cylinder ist am inneren Ende offen und hat einen Wassermantel. Der hohle Kolben ist mit 3 Ringen edichtet und besass bei den Deutzer Maschinen wie bei den englischen ine Kolbenstange mit Kreuzkopf; die französischen Ausführungen waren twas kürzer, da man den etwa doppelt so lang gebauten Kolben nach Art der Taucherkolben unmittelbar von der Pleuelstange erfassen liess. m Verdichtungsraume zeigt der Cylinder zwei Oeffnungen a und b, deren rste zum Ansaugen und Zünden der Ladung dient, während die zweite en Austritt der Abgase vermittelt.

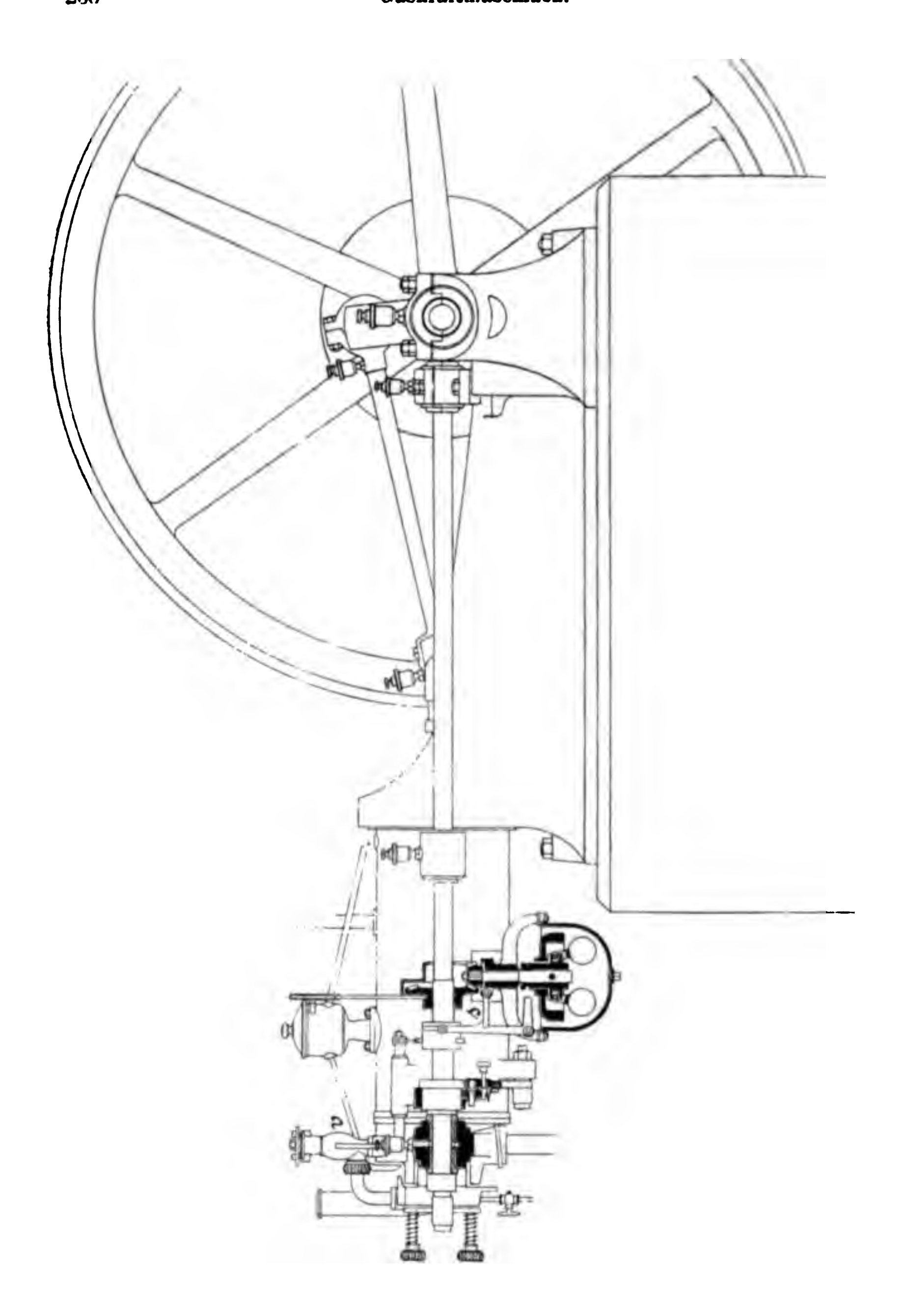
Wie bereits oben erwähnt wurde, ist die Maschine halbwirkend, d. h. e muss zwei Umdrehungen machen, um den Process einmal zu vollihren. Durch die von der Deutzer Firma geführten Patentprocesse ist ne Schrift des Franzosen Beau de Rochas aus den Jahren 1861/2 kannt geworden, in welcher dieser sogen. Viertakt sich beschrieben findet. s mögen die bezüglichen Stellen der Schrift (nach Langen's Vortrag om April 1886) hier ohne weitere Auslassungen Platz finden:

„Man kann theoretisch eine ebenso unendliche Ausnutzung der elaischen Kraft der Gase erzielen, wenn man dieselben vor der Entzündung nendlich komprimirt, wie man eine unbegrenzte Ausnutzung der elastichen Kraft des Dampfes erzielen könnte, wenn man seine Expansion ins Unendliche vergrösserte. In der Praxis erreicht man indessen bald eine nüberschreitbare Grenze. Es ist diejenige, bei welcher die durch die orhergehende Kompression erzeugte Temperatur die Selbstentzündung ewirkt.

In der That würde man, wenn man über diese Grenze hinaus die Kompression fortsetzte, bei der Expansion bis zu diesem selben Punkte ur diejenige Arbeit wiederfinden, welche die Kompression geleistet hat, minus dem Verluste, den jede unnütze Kraftwirkung hervorbringt. Dort st also die durch die Thatsache gezogene Grenze; und der Endvortheil n Bezug auf die Ausnutzung wird derjenigen Disposition zufallen, welche ie zu erreichen erlaubt.

Bei dieser Fragestellung ergab sich als einzige wahrhaft praktische Disposition offenbar der Gebrauch nur eines Cylinders; zuerst, damit er o gross sei, wie möglich, dann um die Widerstandsbewegungen der Gase uf ihr absolutes Minimum zurückzuführen. Man ist dann für eine und ieselbe Cylinderseite ganz natürlich dahin geführt, in einer Periode von er aufeinanderfolgenden Kolbenhüben die folgenden Operationen auszuhren:

1. Ansaugen während eines ganzen Kolbenhubes;
2. Kompression während des darauf folgenden Hubes;
3. Entzündung im todten Punkte und Expansion während des dritten Hubes;


v

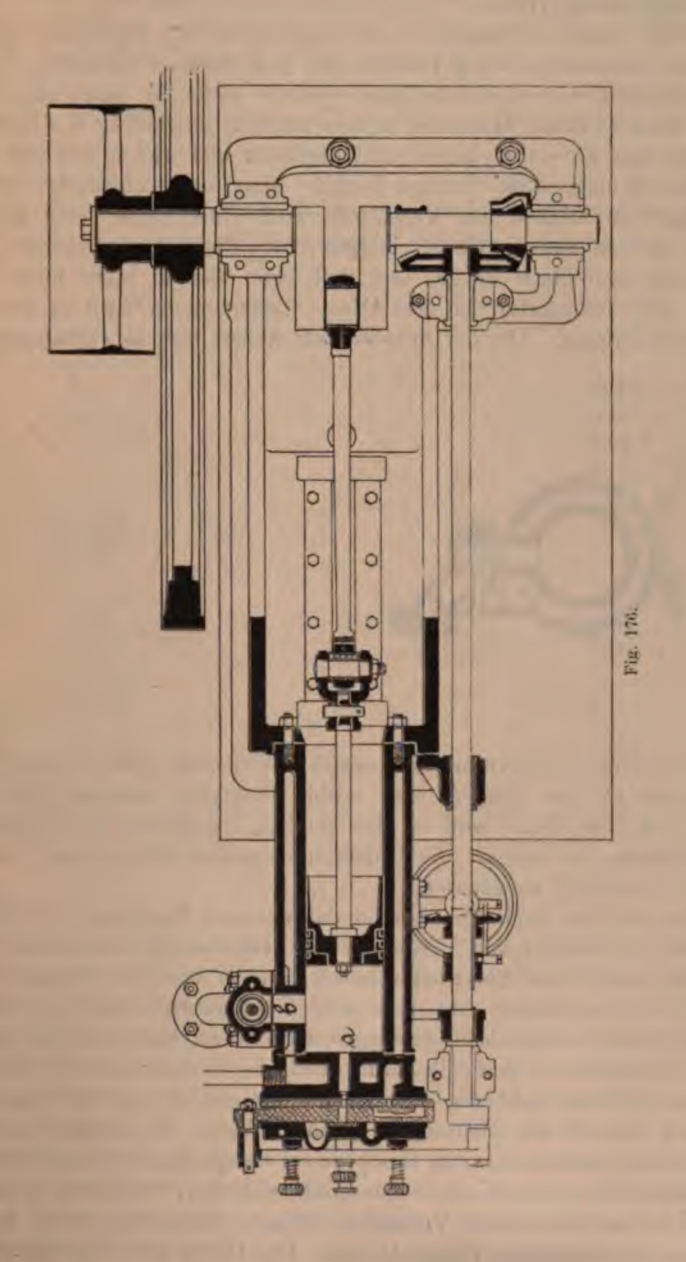


Fig. 176.

4. Herausdrücken der verbrannten Gase aus dem Cylinder beim vierten und letzten Hube.

Wenn dieselben Vorgänge sich nachträglich auf der andern Seite des Cylinders in einer gleichen Periode von Kolbenhüben vollziehen, so entsteht dadurch eine eigenthümliche, einfach wirkende und man könnte sagen, halb wirkende Maschine, welche offenbar gleichzeitig der Bedingung des möglichst grossen Cylinders und der noch viel wichtigeren der vorhergehenden Kompression Genüge leistet. Man sieht ebenfalls, dass die Kolbengeschwindigkeit im Verhältniss zum Durchmesser eine möglichst grosse ist, weil man in einem einzigen Hube die Arbeit verrichtet, welche sonst zwei benöthigen würde, und weil man offenbar nicht mehr leisten kann. Die Temperatur der dem Ofen entstammenden Gase ist eine ziemlich gleichförmige. Die der äussern Luft ändert sich in verhältnissmässig

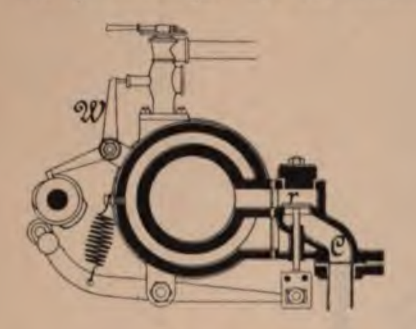


Fig. 177.

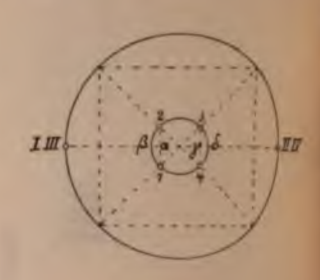


Fig. 178.

engen Grenzen. Die Anfangstemperatur des Gemenges im Augenblick des Ansaugens in den Cylinder wird mithin ebenfalls ziemlich gleichförmig sein. Auf diese Weise wird es also möglich, die Grenze der Kompression zu bestimmen, bei welcher die Entzündung unausbleiblich wird, und den Apparat derselben anzupassen.

Man erzielte somit fortwährend das absolute Maximum der Wirkung für jedes Verhältniss von Brennmaterial. Gleichzeitig wäre man von der Dazwischenkunft der Elektricität befreit, indem bei dem Anlassen durch Dampf die Gase immer erst dann eingeführt werden könnten, wenn die Geschwindigkeit hinreichend gross geworden wäre, damit die Entzündung ohne Fehl eintrete. Auf alle Fälle wird die Kompression die Selbstentzündung befördern dadurch, dass sie das innige Gemenge der Gase befördert und dass sie die Temperatur erhöht. Wenn die Anfangstemperatur einem Druck von 5—6 at im Dampfkessel entspricht, so würde die Selbstentzündung bei einem Kompressionsgrade eintreten, welcher ungefähr ein Viertel des ursprünglichen Volumens beträgt, wenigstens wenn man die Wirkung der Strahlung vernachlässigt. Der Druck nach der Entzündung

ırde sich dann kaum auf 30 at erhöhen, und da es sich hier um den ıll handelt, dass die Verbrennung ohne Luftüberschuss stattfände, so ırde der Druck in jedem andern Falle nothwendigerweise geringer sein."

Wir beschreiben hier vorerst die in den Fig. 175 bis 186 dargestellte eutzer Maschine mit Schiebersteuerung, weil sie eine wesentliche Stufe r Entwicklung der Gaskraftmaschinen bildet; die heute gebauten Deutzer aschinen haben Ventilsteuerung.

Parallel mit dem Cylinder liegt die Steuerwelle, die zufolge der egelräderübersetzung nur die Hälfte der Umdrehungen der Maschinenelle macht. Am Ende der Steuerwelle sitzt ein Zapfen ausser Mittel,

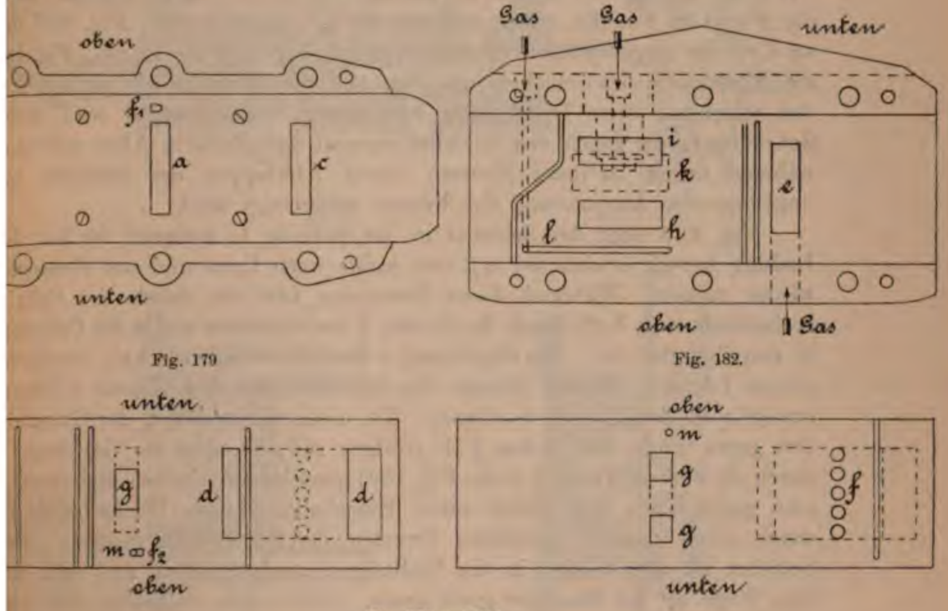


Fig. 179

Fig. 182.

Fig. 180 u. 181.

der mittels einer Pleuelstange den Schieber bewegt; bei französischen Ausführungen wurde dafür eine Kurbelschleife verwendet. Dieser Schieber besorgt den Einlass von Luft und Gas, sowie die Zündung. In Fig. 178 sind nun die Warzenkreise der Maschinen- und Steuerkurbel auf einander gelegt verzeichnet. Der innere Todtpunkt der Maschinenkurbel ist I III; der äussere II IV. Beim Kolbenausgange I II wird Luft und Gasgemisch angesaugt, während II III wird die ganze Ladung verdichtet; während III IV findet Zündung, Druckentwicklung und Ausdehnung statt, und der Austritt erfolgt auf dem Wege IV I. Für den Schieber, dessen Kurbel bei I der Maschinenkurbel um 45° nacheilt, ergeben sich damit folgende Bedingungen: Die den Stellungen I bis IV entsprechenden Stellungen der

Steuerkurbel sind mit 1 bis 4 bezeichnet. Während des Saugens geht der Schieber von α nach β und kehrt denselben Weg zurück; auf diesem Wege muss er die Füllung bewirken. Während des Kolbenhubes II III wird verdichtet, der Schieber muss daher auf dem Wege $\alpha\gamma$ die Maschine geschlossen halten. Die Explosion erfolgt im todten Punkte III, daher muss der Schieber bei γ die Zündung der Ladung vermitteln und dann die Maschine bis zur Erreichung der Anfangsstellung I, d. h. während er den Weg $\gamma\delta\gamma\alpha$ zurücklegt, geschlossen halten, da der Austritt der Abgase durch das im Kanal C befindliche Ventil erfolgt (Fig. 177).

Die genannten Verrichtungen des Schiebers werden nun durch eine verhältnissmässig verwickelte Gestaltung desselben ermöglicht, die durch die Fig. 179 bis 182 näher erläutert wird. Es stellt dar: Fig. 179 den am Cylinder angeschraubten Schieberspiegel, Fig. 180 die Innen-, Fig. 181 die Aussenseite des Schiebers und Fig. 182 die Innenseite der Druckplatte des Schiebers; diese Druckplatte oder dieser Schieberdeckel wird durch Schraubenfedern gegen den Schieber gepresst und dadurch Alles gedichtet, während durch stellbare Muttern einem Abklappen des Schiebers bei ungenügender Anspannung der Federn vorgebeugt wird.

Fig. 183 zeigt den Schieber in der Stellung 1; während der Zeit der Ladung bewegt er sich um $\alpha\,\beta$ von rechts nach links und um ebensoviel wieder zurück. Während dieser Bewegung tritt die durch das Rohr c herbeikommende Luft durch die Kanäle d des Schiebers und a des Cylinders in den Cylinder ein. Die Gasleitung e liegt im Schieberdeckel; eine Reihe kleiner Löcher f, die vom Rücken des Schiebers nach dem Kanale d führen, ermöglichen den Zutritt des Gases. Da aber, wie erwähnt, der Gaszutritt erst gegen Ende des Hubes I II erfolgen soll, so wird die Gasleitung e durch ein kleines Ventil v (siehe Fig. 184) geschlossen gehalten und dasselbe erst gegen Ende des Hubes unter Einschaltung eines Winkelhebels W durch einen passend gestellten Daumen der Steuerwelle geöffnet. Der Schieber ist also wieder in die Stellung α zurückgekehrt und hält auf dem Wege $\alpha\gamma$ die Maschine geschlossen. Mittlerweile vollziehen sich nun die Vorbereitungen zur Zündung. Im Schieber befindet sich eine Zündkammer g (Fig. 180, 181, 185, 186), die auf der Innenfläche desselben mit einer, auf der Aussenfläche mit zwei Oeffnungen mündet; die innere Oeffnung k kommt bei geeigneter Schieberstellung mit dem Cylinderkanale a in Verbindung, und es wird dadurch die Cylinderladung von dem brennenden Inhalte der Kammer entzündet. Die äusseren Oeffnungen h und i stehen mit zwei länglichen Oeffnungen h und i im Schieberdeckel in Verbindung, deren erstere zu dem Schornstein führt und deren zweite der Luft den Zutritt gestattet. Im Schieberdeckel sind nun ausser der obenerwähnten Gasleitung e noch zwei solche angebracht, deren eine den beständigen Brenner p speist; die andere mündet in eine enge Furche l, die auf der Innenseite des Deckels in bedeutender Länge ausgespart ist. Der Schieber

iter zwei feine Bohrungen m; eine von ihnen geht quer durch ber hindurch, die andere geht senkrecht dazu und verbindet mit der Zündkammer g. Die horizontale dieser zwei Bohrungen rend des Schieberweges $\beta\gamma$ mit der Furche l in Verbindung und nit die Zündkammer g mit Gas. Geht der Schieber von α o kommt g mit den Oeffnungen h und i des Deckels in Ver-

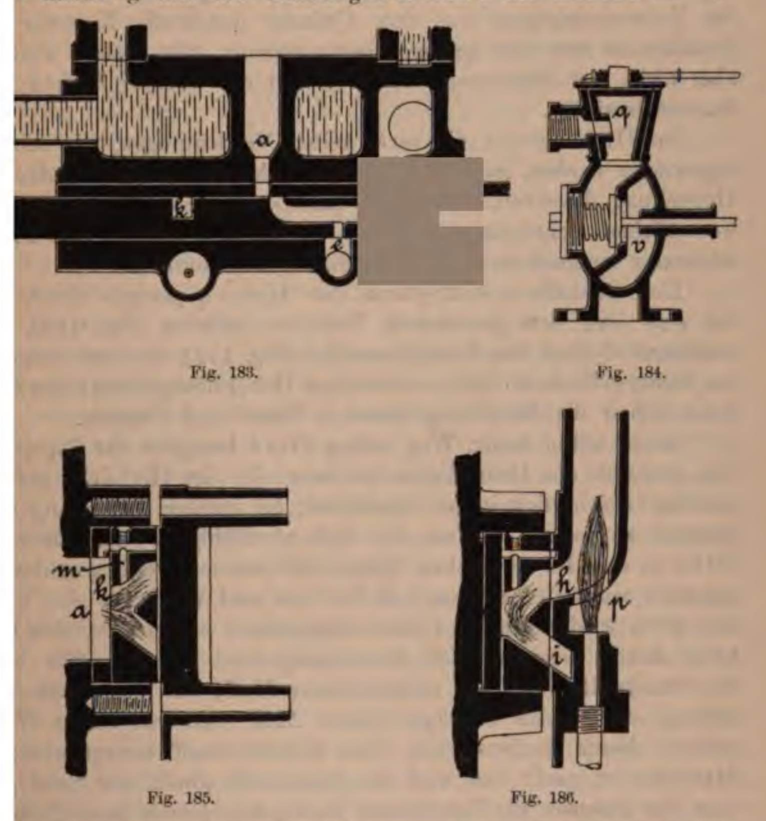


Fig. 183. Fig. 184.

Fig. 185. Fig. 186.

durch i strömt die zur Verbrennung nöthige Luft herbei, wäh- der Inhalt der Kammer g durch h am Brenner p entzündet. eber befindet sich etwa in der Mitte seines Hubes und bringt Zündkammer rasch vor den Kanal a. Nun ist aber noch eine orkehrung getroffen, um zu verhindern, dass die auf etwa 3 at e Ladung die Flamme in der Kammer g auslösche. Zu dem ind im Schieberspiegel zwei kleine Bohrungen vorgesehen, die l a mit einer kleinen, nach links gehenden Furche f_1 verbinden; Mündung der horizontalen Bohrung m des Schiebers trifft auf ie, nach rechts verlaufende Furche f_2 der Schieberfläche. Diese

beiden Furchen kommen, wie leicht einzusehen ist, mit einander in Berührung, ehe die unmittelbare Verbindung zwischen a und g erfolgt durch diese kleinen Kanäle wird daher der Spannungsunterschied ausgeglichen, und es erfolgt, sobald g vor die Oeffnung a gelangt, eine sichere Zündung. Beim Rückgange des Schiebers treten diese Stellungen natürlich in umgekehrter Reihenfolge auf; demzufolge findet ein leichtes Blasen der Verbrennungsgase aus dem Cylinder durch die Kammer g in die Zündflamme und eine geringe Gaszuströmung statt, welche Vorkommnisse aber nicht von Bedeutung sind und nur ein leichtes Zucken der Zündflamme bewirken.

Im Hinblick auf die verwickelten Verrichtungen, die dem Schieber zugewiesen werden, ist dessen Gestalt immerhin ziemlich einfach und die Herstellung desselben, namentlich mittels geeigneter Arbeitsmaschinen, mit wesentlichen Schwierigkeiten nicht verknüpft. Die in den Figuren gezeichneten unbenannten Furchen sind Schmiernuthen.

Der Gaszufluss wird durch den Hahn q geregelt bezw. abgestellt, der sich über dem gesteuerten Ventil v befindet (Fig. 184). Im Austrittskanal C liegt das Austrittsventil r (Fig. 177), das von einem Daumen der Steuerwelle durch einen zweiarmigen Hebel bewegt wird; eine Schraubenfeder sichert die Berührung zwischen Hebel und Daumen.

Einen völlig neuen Weg schlug Otto bezüglich der Regulierung ein. Ein Drosseln des Gaszuflusses verbietet sich im Hinblicke auf die nothwendige Gleichartigkeit des Gemisches; bei starker Drosselung würde das Gemisch zu gasarm werden, um noch zündfähig zu sein. Daher regulierte Otto so, dass bei zu raschem Gange das Gasventil völlig geschlossen bleibt. Alsdann saugt der Kolben nur Luft an und verdichtet sie; diese dehnt sich dann wieder aus und wird ausgestossen — es wird also theoretisch keine Arbeit geleistet. Die Einrichtung wird aus Fig. 175 klar. Auf der Steuerwelle sitzt ein verschiebbarer Muff, der den Daumen zur Eröffnung des Ventils v trägt. Dieser Muff wird von einem Winkelhebel erfasst, dessen anderes Ende vom Regulatormuff bewegt wird; geht die Maschine zu rasch, so wird der Steuermuff soweit zur Seite geschoben, dass der Daumen am Ventilhebel vorbeigeht. Damit beim Stillstande der Gaszufluss völlig abgeschlossen sei, wird, sobald die Regulatorkugeln in ihre tiefste Lage gelangen, der Steuermuff ganz nach rechts geschoben, so dass der Daumen rechts am Ventilhebel vorbeigeht. Beim Anlassen der Maschine (Drehen von Hand) werden natürlich bei der sehr geringen Geschwindigkeit die Kugeln unten bleiben; deshalb ist eine kleine Stütze s angeordnet, die, sobald man sie in die Höhe schlägt, den Steuermuff in die richtige Lage bringt.

Der Daumen für das Austrittsventil sitzt gleichfalls auf einem, aber nur von Hand verschiebbaren Muff. Da beim Anlassen die stattfindende Verdichtung der Ladung das Drehen sehr erschwert, so kann man diese

beseitigen. Der Muff hat am einen Ende einen Daumen, welcher beim gewöhnlichen Gange dient, am andern Ende aber zwei solcher zum Anlassen. Verschiebt man den Muff von Hand soweit, dass das Ende mit den zwei Daumen wirkt, so wird das Austrittsventil nicht nur während IV I, sondern auch während II III geöffnet, die Verdichtung also vermieden. Ist die Maschine in Gang gekommen, so rückt man den Muff in seine richtige Stellung.

Das Kühlwasser soll mit solcher Geschwindigkeit durch die Maschine laufen, dass es mit etwa 75° C. austritt. Hat man nicht viel Wasser zur Verfügung, so muss man es unter Benutzung von Kühlgefässen umlaufen lassen; Schöttler giebt an, dass alsdann reichlich 1 cbm für die Pferdestärke erforderlich sei, für kleine Maschinen etwas mehr als für grössere.

Sehr bemerkenswerth und einfach ist die Schmiervorrichtung. In dem auf dem Cylinder angebrachten Oelgefässe ist ein kleines Paternosterwerk angeordnet, das von einer Schnur getrieben wird und in zwei Röhrchen bei jeder Umdrehung je einen Tropfen abstreift; die Röhrchen führen nach dem inneren Cylinderende und dem Schieber. Eine Reinigung des Schiebers ist wöchentlich, die des Kolbens etwa zweiwöchentlich nothwendig — eine Arbeit von 2 bezw. 8 Stunden. Der Bedarf an Schmieröl ist nicht bedeutend; eine 8 e Maschine brauchte in 30 Arbeitsstunden 0,75 l Rüböl und 0,25 l Petroleum. Kurz vor dem Abstellen der Maschine stelle man ein kleines Gefäss unter die Schieber-Oelleitung, um das Oel abzufangen; andernfalls verschmutzt das Oel leicht die Furche l, so dass der Gaszutritt zur Zündkammer erschwert wird.

Der Gasverbrauch dieser Otto'schen Maschinen betrug etwa 1 cbm für die Stundenpferdestärke, für grössere Maschinen weniger. Die bei Versuchen erzielten Verbrauchswerthe waren geringer, setzen aber einen tadellosen Zustand der Maschine voraus (siehe S. 217).

Die Deutzer Gasmotorenfabrik hat später noch einige weitere Patente übernommen, betreffs deren Verwerthung nichts bekannt geworden ist. D. R. P. 10 116 betrifft Compoundgasmaschinen, bei denen, ähnlich wie bei solchen Dampfmaschinen, die im Hochdruckcylinder ausgedehnten Gase einem Niederdruckcylinder zugeführt werden, um hier durch Ausdehnung bis auf nahezu 1 at noch weitere Arbeit zu leisten. Der dadurch erhöhte Preis der Maschine, sowie die Kühlverluste im Niederdruckcylinder haben den Arbeitsgewinn vermuthlich beglichen, weshalb wohl die ganze Anordnung aufgegeben wurde. Zeichnungen siehe bei Richard S. 271. D. R. P. 15 181 beschreibt Einrichtungen, um die Verbrennungsgase aus dem Cylinder zu entfernen. Derartige Vorkehrungen sind unnöthig, sobald die Maschine mit Leuchtgas gespeist wird; verwendet man aber Wassergas, so macht sich ein Ersatz der Verbrennungsrückstände durch Luft nothwendig, da das genannte Gas wegen seiner geringeren Zündfähigkeit eine

Verdünnung mit indifferenten Gasen kaum verträgt. Den Gedanken erläutert Fig. 187. Am Cylinderende ist ein mit einer Schraubenfeder belasteter Hilfskolben angebracht, der während der Verdichtung, wie während der Zündung und Ausdehnung zurückgedrängt wird, dagegen aber nach Massgabe der Abnahme der Spannung wieder vorrückt und beim Austritte die nahezu völlige Entleerung des Cylinders bewirken hilft. Die Wirkung der Feder kann natürlich auch durch die eines entsprechenden Getriebes



Fig. 187.

ersetzt werden. Diesbezügliche Anordnungen giebt Richard T. 12. D.R.P. 24623 beschreibt eine Einrichtung, um den Gang der Gasmaschine, insbesondere beim Betriebe von Lichtmaschinen, gleichförmiger zu gestalten. Zu dem Zwecke ist (bei Zwillingsmaschinen) ein dritter Cylinder angeordnet, der mit einem verdichtete Luft enthaltenden Behälter in Verbindung steht; während der Explosion schiebt der in diesem Cylinder arbeitende Kolben die Luft in den Behälter, beim Austritt dagegen wird er von der Luft getrieben.

Weiterhin trat die Deutzer Firma mit stehenden Anordnungen hervor, von welchen die s. Z. als Anordnung C bezeichnete eingehender beschrieben sei. Dieselbe wurde für Leistungen von $^1/_2$ bis zu 4 e gebaut und ist in den Fig. 188 u. 189 in Ansicht und Schnitt abgebildet. Die Einrichtung der Maschine weicht im Wesen nicht von der der liegenden Anordnung ab. Beim Aufgange saugt der Kolben durch den hier seitlich vom Cylinder angeordneten Schieber Luft und dann Gasgemisch an. Die Pleuelstange des Schiebers ist an eine Kurbelscheibe angeschlossen, deren Welle halb soviel Umdrehungen als die Maschinenwelle macht. Die Luft- und Gaszuführung ist die früher beschriebene. Die Luft wird dem hohlen Maschinensockel entnommen, in den sie durch eine durchlöcherte Platte tritt. Die Flammenzündung ist gleichfalls die früher erläuterte. An der Kurbelscheibe sitzen zwei Daumen, deren grösserer der Ausblasenocken, deren kleinerer der Anlassnocken genannt wird. Ersterer öffnet in leicht ersichtlicher Weise das Austrittsventil V. Um die Maschine anzulassen, stelle man die am Ende des Hebels k sitzende Rolle so, dass sie vom beiden Nocken berührt wird. Dadurch wird während der Verdichtung der Ladung ein Theil des zu verdichtenden Gemisches aus der Maschine

entfernt und so das Anlassen erleichtert; das zurückbleibende Gemenge genügt, um die Maschine in Gang zu bringen. Ausserdem muss man das Regulierventil H durch Zurücklegen des Hebels h ständig offen halten. Ist

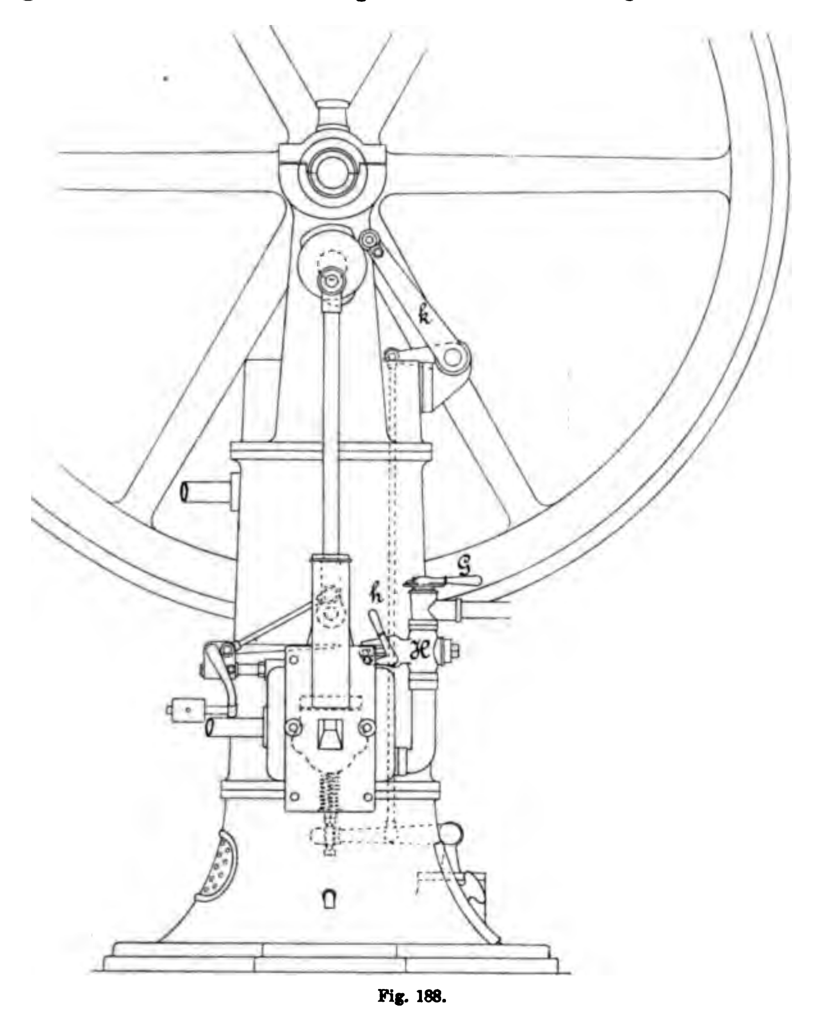


Fig. 188.

die Maschine im Gange, so rücke man die Rolle am Hebel k seitwärts, lege h vor und öffne den Gashahn G völlig.

Auch bei dieser Anordnung bewirkt ein Regulator das Anpassen der Leistung an das geforderte Mass; derselbe besteht aus einem Pendel, das zufolge der hin- und hergehenden ~ines Drehpunktes schwingt und, je nach der von der Gesc ~igen Schwingungsweite,

das Gasventil öffnet oder nicht (D. R. P. 17906). Um die am Cylinderboden sich ansammelnde Schmiere zu entfernen, schliesse man den Gashahn G und öffne den im Sockel angebrachten Hahn p, durch welchen die verdichtete Luft die Rückstände ausbläst.

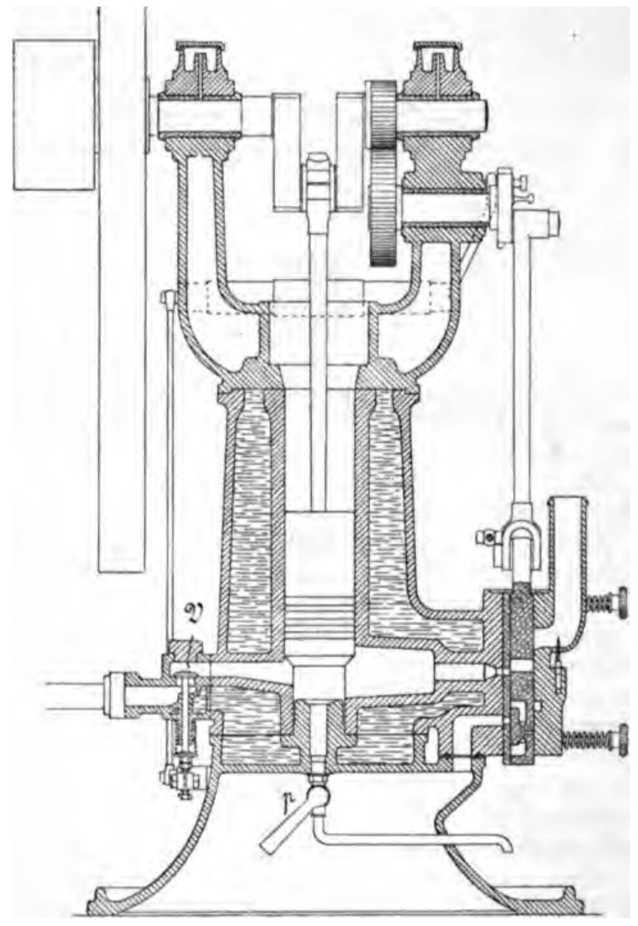


Fig. 189.

Die folgende Tabelle enthält die Ergebnisse einer Reihe Versuche, die Prof. Brauer im April 1886 in Deutz ausführte. Das Steinkohlenleuchtgas (von durchschnittlich 10,8 Vereinskerzen Lichtstärke) wurde der Gasanstalt der Fabrik entnommen und mittels Gasuhr gemessen. Die Tabelle giebt den Verbrauch an Gas, umgerechnet auf eine Temperatur von 12° C. Das Kühlwasser trat mit 12° zu und lief mit 60 bis 70°

; die Tabelle giebt den Verbrauch umgerechnet auf 60 ° Temperatur-
nahme. Bei dem Hauptversuche wurde die Bremse jedesmal so belastet,
ss nach etwa je 9 Gasfüllungen ein Aussetzer eintrat. Die Maschinen
ren sämmtlich eincylindrig. Versuchsdauer in Minuten, Abmessungen
Millimetern, Leistungen in Pferdestärken, Gasverbrauch in Cubikmetern,
sserverbrauch in Litern.

Bezeichnung	Versuchs-dauer	Cylinder-Durchmesser	Hub	Umdrehungs-zahl	Bremsleistung	Gasverbrauch stündlich	Gasverbrauch für e und h	Kühlwasserverbrauch stündlich	Kühlwasserverbrauch für e und h	Grösste Bremsleistung	Verbrauch bei Leerlauf
lieg. Anordn.	60	140	280	181,4	2,22	2,21	0,995	73	33,0	2,58	0,67
" "	60	155	310	182,0	3,40	3,23	0,947	132	38,8	3,66	0,93
" "	60	170	340	160,0	4,20	3,58	0,850	138	33,0	4,72	0,85
" "	60	230	400	159,2	8,91	7,58	0,850	300	33,7	10.00	1,76
" "	60	270	450	138,0	12,22	10,00	0,816	380	31,1	13,28	2,30
" "	60	290	520	140,9	18,17	13,75	0,756	464	25,4	20,27	3,73
sthd. Anordn.	20	170	260	178,0	3,33	3,10	0,930	140	42,0	3,72	0,64

Aus diesen Versuchen leitete Brauer für den Gasverbrauch G eines
-pferdigen Motors (Nennleistung) bei einer Leistung N unter der Vor-
setzung, dass $N_n = 0,8$ der Maximalleistung sei, die Formel

$$G = (2,07 + 5,64 \frac{N}{N_n})(\sqrt{15,2 + N_n} - 3,9)$$

(Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1887 S. 206).

Die vorbeschriebenen Maschinen der Deutzer Firma haben noch
iebersteuerung; man wandte sich aber nunmehr wie Gebr. Körting
Ventilsteuerung zu, da der Schieber bezüglich seiner Konstruktion,
rstellung und Reparatur ein recht unbequemes Element ist.

Auf der Münchener Kleinkraftmaschinen-Ausstellung 1888 erschien
erste eine stehende Zwergmaschine, welche die Fig. 190 und 191 in
7,5 darstellen (1/8 e Leistung). Das wesentlichste ist die Ventilsteuerung
d die Rohrzündung; diese Zündung ist von Daimler in Vorschlag
racht worden.

Die im Viertakt arbeitende Maschine hat 3 Ventile; a ist das vom
gulator bethätigte Gasventil, c das sogen. Mischventil, durch welches
Mischung in den Cylinder gelangt und d das Austrittsventil; letzteres
rd von einer Daumenscheibe f gesteuert, welche auf der mit der halben
urenzahl laufenden Steuerwelle e sitzt, während das Mischventil c selbst-
ätig arbeitet. Das Gas gelangt von a nach dem Ringraum b des

Mischventilsitzes und tritt hier bei geöffnetem Ventil durch feine Bohrungen aus, während die Luft durch die Mitte zutritt. Der das Gasventil bethätigende Pendelregulator schwingt um einen Zapfen i, der am Schieber der Austrittsventilsteuerung angebracht ist; je nach der Schwingung des

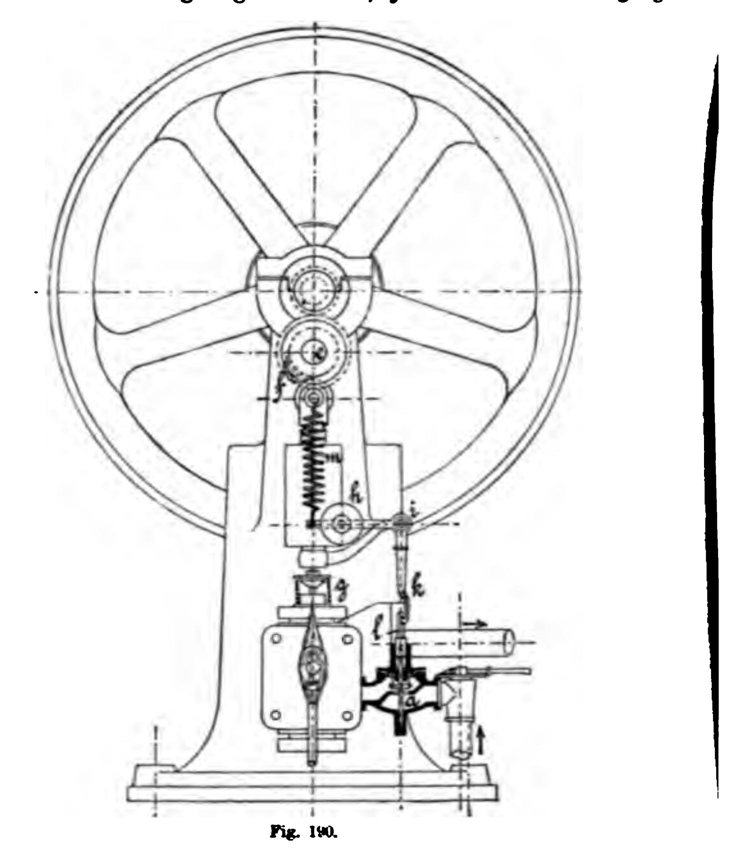


Fig. 190.

an der Feder m aufgehangenen Pendelgewichtes h erfasst die Nase k die Ventilstange l oder geht an ihr wirkungslos vorbei.

Die Zündvorrichtung (D. R. P. 41 856 und 43 630 ist in den obigen Figuren nur mehr schematisch dargestellt; genauer erläutern sie die Fig. 192 bis 194.

Der Kanal c steht mit dem Cylinderinnern in dauernder Verbindung und mündet andererseits in die Verlängerung d und das schmiedeiserne Zündrohr a; letzteres wird durch eine Heizflamme rothglühend erhalten. Der zu diesem Zwecke angeordnete Bunsenbrenner ist zur Schonung des Zündrohres so beschaffen, dass das aus der Mündung e ausströmende Gas durch f eine knapp bemessene Luftmenge ansaugt, um mit ihr die

ımme zu bilden; die zur völligen Verbrennung erforderliche Luft- tritt erst oberhalb bei den Oeffnungen g zu und gelangt somit n den Mantel, nicht aber in das Innere der Flamme. Während ıughubes bleiben nun die Räume c, a und d mit Verbrennungsgasen

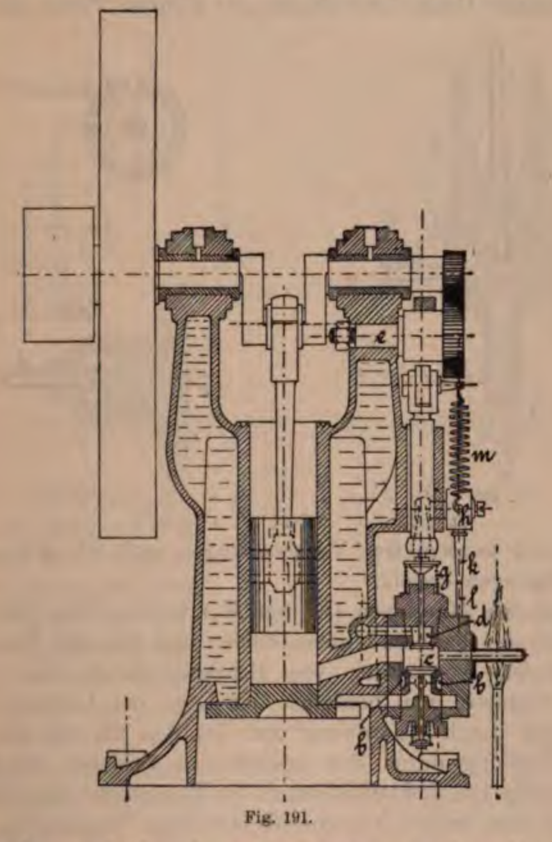


Fig. 191.

:; bei der nachfolgenden Kompression werden diese auch kom- t und es tritt brennbares Gemisch in das Zündrohr, entzündet sich ınd bringt die Ladung zur Explosion. Durch Veränderung des hens d lässt sich eine präcise Zündung erreichen. Das Zündrohr ist nem mit feuerfester Masse ausgekleideten Schornstein b umgeben. Diese in ihrer Wirkung sehr sichere, von Daimler (D. R. P. 28022) ihrte Zündung ist heute weit verbreitet, nur nimmt man meist nach ıpitaine's Vorgang (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1888 S. 318) Por- röhrchen. Auch Platinröhrchen werden hierfür verwendet; dieselbe ı sich aber leicht durch die Explosionsstosswirkungen. Für grössere en verwendet man zur grösserern Sicherheit gesteuerte Glührohrzünder,

bei denen das Zündrohr nicht dauernd mit dem Cylinder in Verbindung steht, sondern diese durch ein gesteuertes Ventil erst zu gegebener Zeit hergestellt wird.

Diese kleinen Maschinen von 1/8 bezw. 1/4 e brauchen nach Angabe der Fabrik 300 bezw. 500 l Gas.

Die heutigen Gaskraftmaschinen der Deutzer Firma weisen vielerlei

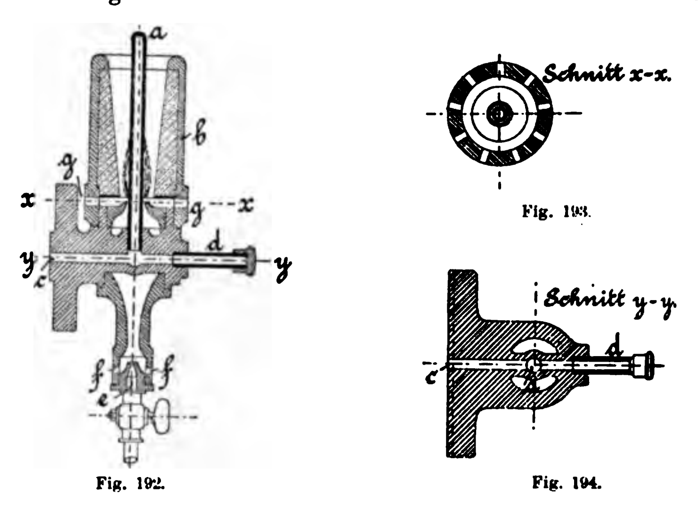


Fig. 192. Fig. 193. Fig. 194.

Fortschritte und konstruktive Verbesserungen auf, wie sich aus den folgenden Darlegungen ergiebt.

Die liegenden Maschinen (E_3 und K_2) werden ohne oder mit besonderem Kreuzkopf gebaut und unterscheiden sich von den früheren Formen wesentlich durch Anwendung von Schraubenrädern zum Antrieb der Steuerwelle, wodurch man bezüglich der Lage der Letzteren mehr freie Hand gewann, durch Anordnung von Ventilen für die Steuerung und Ersatz der Zündung durch den unbequemen Schieber durch Glührohrzündung. Die Fig. 195 und 196 erläutern das Wesentliche dieser Konstruktion.

Von der mit halber Tourenzahl laufenden Steuerwelle aus werden alle Ventile bewegt. Der in bekannter Weise auf dieser Welle verschiebbare Muff für den Gaseinlass wird vom Regulator beherrscht, so dass der das Gasventil bethätigende Hebel entweder von dem Nocken bewegt wird oder in Ruhe bleibt; diese Anordnung entspricht der Regulierung durch Ausfall von Ladungen, während bei den mit innerhalb gewisser Grenzen veränderlicher Füllung arbeitenden sogen. Präcisionsgaskraftmaschinen ein schräger Nocken angewendet wird, welcher je nach seiner vom Regulator abhängigen Stellung mehr oder weniger gasreiche Ladungen ergiebt. Auch hier ist die Einrichtung getroffen, dass beim Anlassen der Regulator durch einen Winkelhebel von Hand fixirt wird, welcher Hebel sich später bei Ueberschreitung der normalen Umdrehungszahl von selbst

welle aufgekeilten Muff wird sowohl
ısch-) Ventil gesteuert. Das Misch-

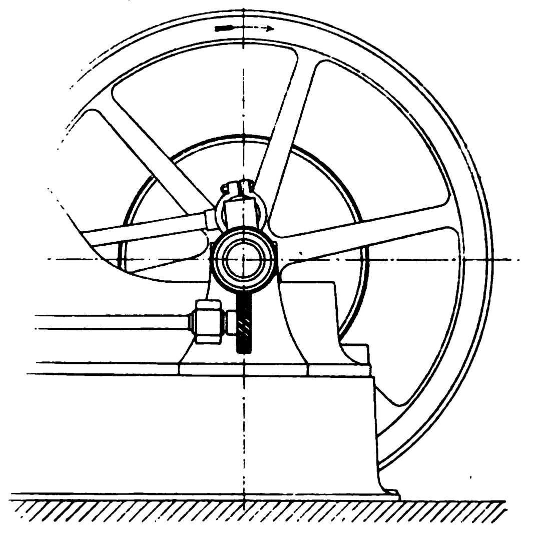


Fig. 195.

r
ı,
it-
ıet
ıler
ıem
.ad-
ıge-
ıdirt
\uch
lebel
beitet
der
ıg der
Kom-
r dem
solcher

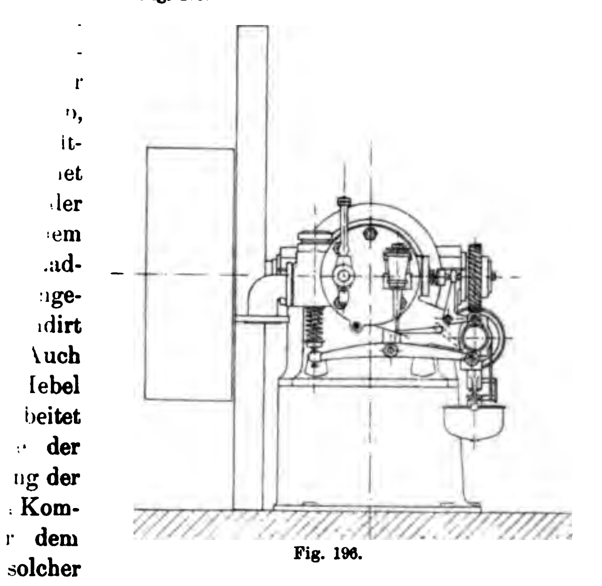


Fig. 196.

halb so breit ist. Die am Ende des Hebels angebrachte
beim Anlassen stellt man sie so, dass das Auslassventil
;ehoben, eine Kompression also vermieden wird. Sobald
;ekommen ist, rückt man die Rolle an ihre richtige Stelle.

Die horizontale Lage des Mischventils ist eine Neuerung, über deren Zweckmässigkeit nur die Erfahrung entscheiden kann, doch scheinen sich solche Ventile, sorgfältig bemessene Führung vorausgesetzt, gut zu halten. Figur 197 zeigt die Konstruktion dieses Ventils; die Luft tritt durch den äusseren, das Gas durch den inneren Ringraum und die Bohrungen hinzu. Die Ventile sind stets einfache Tellerventile aus Stahl, welche sich vorzüglich halten; das Austrittsventil ist mit Wasserkühlung versehen, das Mischventil wird durch die Betriebsluft genügend gekühlt.

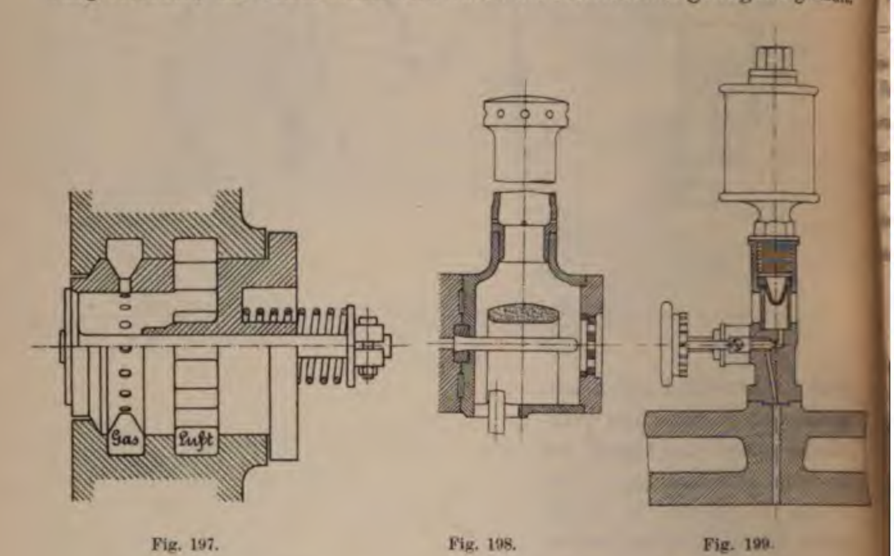


Fig. 197. Fig. 198. Fig. 199.

Der Glührohrzünder ist schon oben (S. 219) erläutert worden. Fig. 198 giebt (nach Musil) eine Konstruktion der Wiener Firma Langen & Wolf im Detail wieder, welche sich von der der Deutzer Firma kaum unterscheiden wird. Ein kleiner Chamottebogen hält die Hitze der Bunsenflamme gut am Glührohr zusammen. Durch Schaulöcher lässt sich die Flamme bequem beobachten; letztere soll mit grünem Kerne brennen, dessen Spitze das Glührohr berührt. Der Gasdruck für den Brenner betrage 25 mm Wassersäule; bei richtigem Zustande des Brenners wird (beim Anlassen) das Glührohr in wenigen Minuten rothglühend.

Die Schmierung des Cylinders (Kolbens) wird heute nicht mehr durch das früher beschriebene Paternosterwerk, sondern durch den in Fig. 199 abgebildeten Tropföler bewirkt, welcher durch die im Cylinder auftretenden regelmässigen Druckschwankungen bethätigt wird. Bei einer Drucksteigerung im Cylinder wird auch der Druck auf den Oelspiegel erhöht; bei der Druckabnahme wird dann etwas Oel aus dem Behälter in den Tropfenbildner und von hier tropfenweise nach dem Cylinder

langen. Durch ein Regulierventil lässt sich die erforderliche Menge stellen und durch ein Schauglas die Funktion des Oelers beobachten. e Verschlussschraube des Oelgefässes muss luftdicht schliessen.

Preise und Abmessungen der Motoren liegender Anordnung, Modell giebt folgende Tabelle; die Motoren Modell K_2 sind schwerer und länger, d dementsprechend um 200 bis 400 Mark theurer.

Maschinengrösse in Pfst.	1	2	3	4	6	8	10	12
is des Motors, verpackt ab Fabrik . . . . M.	1050	1350	1650	2000	2650	3000	3600	3900
richt . . . . kg	380	560	780	960	1250	1900	2400	2500
utliche Umdrehungszahl . .	250	250	250	240	240	220	200	200
chmesser der Riemscheibe mm	200	300	350	400	500	600	700	850
orderliche Gasuhr, Flammen	10	20	30	30	50	60	80	100
is des Fundamentbockes . M.	90	110	130	145	160	200	220	240

Bei Verwendung dieser Motoren als Betriebskraft für elektrische leuchtungsanlagen erhalten dieselben Präcisionsregulierung und werden t einem schwereren bezw. 2 Schwungrädern und ev. Aussenlager verhen, so dass sie für direkte Glühlichterzeugung brauchbar sind.

Die grösseren Modelle G_4 und F (Zwillingsmotoren) gehören nicht ehr zu den Kleinkraftmaschinen.

Gaskraftmaschinen stehender Anordnung baut die Deutzer Firma heute ch Modell D_2 oder Modell H_2. Ersteres Modell hat oben liegende Kurbelelle und ist, wie Fig. 200 zeigt, der oben in Fig. 188 und 189 darstellten Konstruktion ähnlich gebaut, nur dass der Schieber beseitigt nd Glührohrzündung angewendet wurde; die Regulierung erfolgt wie dort urch einen Pendelregulator. Für diese Motoren gilt folgende Tabelle:

Maschinengrösse in Pfst.	1/2	1	2	3	4
reis des Motors . . . . M.	800	1000	1300	1600	1900
ewicht . . . . kg	340	490	680	880	1200
inutliche Umdrehungszahl . .	240	230	210	210	200
urchmesser der Riemscheibe mm	150	200	300	400	450
rforderliche Gasuhr, Flammen	5	10	20	30	30

Die Motoren Modell H_2 haben unten liegende Kurbelwelle und sind im Uebrigen genau wie die liegenden Motoren gebaut, haben also auch

	Versuch A	Versuch B
Durchschnittlicher Heizwerth von 1 kg lufttrockener Anthracitkohle, nach Untersuchung der Königl. chemisch-technischen Versuchsanstalt	8011 c	8011 c
Durchschnittlicher Heizwerth von 1 cbm Gas, reducirt auf 0° C und 760 mm Barometerstand .	1260 „	1260 „
Länge des ausbalancirten Bremshebels	1,433 m	1,433 m
Bremsgewicht	40 kg	20 kg
Umdrehungszahl in der Minute, aus der Gesammtzahl berechnet	204,15	205,6
Bremsleistung in eff. Pfst.	16,33	8,225
Versuchsdauer ohne Abschlacken des Generators .	8 Stunden	3 Stunden
Anthracitverbrauch während der Versuchsdauer im Generator	69,25 kg	13,6 kg
Gaskoksverbrauch während der Versuchsdauer im Dampfkessel	11,15 „	4,0 „
Somit Gesammt-Brennstoff-Verbrauch während des Versuchs	80,4 „	17,6 „
und Gesammt-Brennstoff-Verbrauch pro eff. Stundenpferd	0,615 „	0,713 „
Hiervon entfallen auf den Generator an Anthracit	84 %	77,3 %
„ „ „ „ Dampfkessel an Gaskoks	16 %	22,7 %

Die Beschickung erfolgte in regelmässigen Zeitabschnitten, wodurch die Brennstoffschichten auf konstanter Höhe erhalten wurden. Bei Versuch A wurde der Generator in Zeitabschnitten von 10 Minuten, bei Versuch B in solchen von 15 Minuten beschickt. Der Stand der Gasglocke war bei Beendigung der Versuche derselbe wie zu Beginn.

Bei Abschlacken des Generators fanden sich nur Spuren von Schlacken, welche unberücksichtigt bleiben konnten.

Durch einen besonderen Versuch ergab sich die Maximalleistung des Motors zu 18 eff. Pfst., welche während einer halbstündigen Bremsung geleistet wurden.

Gleichzeitig mit Versuch A wurde der Wasserverbrauch für Motor und Gasanlage durch 2stündige Messung festgestellt, wobei sich ergab:

Kühlwasserverbrauch des Motors pro eff. Pfst. und Stunde .	24,3 l
(Durchschnittliche Zuflusstemperatur 11,5° C., Abflusstemperatur 59° C.)	
Wasserverbrauch der Gasanlage:	
1. für Speisung des Dampfkessels	0,44 l
2. für die Reinigungsapparate und Kühlung des Generatordeckels	4,55 l
also zusammen pro eff. Pfst. und Stunde . . .	4,99 l

Bei einem 25 pf. Motor G_4 fand Köhler 481 l stündl. Gasverbrauch pro eff. Pfst., bei einem mit Generatorgas betriebenen 100 pf. Motor G_4 pro Stunde und Pferdestärke total 0,492 kg Brennstoffverbrauch (ca. 3900 C. entsprechend.)

Es erscheint noch angezeigt, auf die Abänderungen einen Blick zu werfen, die von den Firmen getroffen worden sind, die das Ausführungsrecht für die Otto'schen Gaskraftmaschinen von der Deutzer Fabrik s. Z. erworben haben; diese sind:

Die Compagnie française des moteurs à gaz für Frankreich;
Fétu et Defize für Belgien;
Crossley Bros. für England;
Schleicher, Schumm & Co. für Amerika.

Die französischen Maschinen wiesen nur bauliche Unterschiede auf. Die Bewegung der Schieber erfolgt mittels Kurbelschleife; die Kreuzkopfführung ist vermieden und die Pleuelstange unmittelbar an den etwas länger gebauten Kolben angehängt. Gute Zeichnungen geben Richard auf S. 13 und Uhland's Skizzenbuch Heft 64, T. 757, 758, 767, 768.

Eine Reihe wesentlicher Abänderungen trafen Crossley Bros., von denen einige angeführt werden mögen. Zwillingsmaschinen arbeiten (bei gleichlaufenden Kurbeln) so, dass die Abschnitte des Processes vertauscht sind; während in einem Cylinder Explosion und Ausdehnung statthat, wird im andern gesaugt. Die in einem Stück gegossenen Schieber beider Cylinder zeigen dann einfach eine Verdoppelung des gewöhnlichen Schiebers. In Fig. 201 ist M das Zutrittsrohr für Luft und Gas; durch den Schieberkanal j wird das Gemisch dem einen oder dem andern Cylinder zugeführt, während zur Zündung zwei Kammern l_1 und l_2 im Schieber vorhanden sind. Diese gedrungene Gestalt des Schiebers ist dadurch ermöglicht, dass die beiden Cylinder einander sehr nahe gerückt sind; die beiden Pleuelstangen sind an eine ziemlich lange Kröpfung der Welle angehängt. Die Kröpfung wird von den Kolbenkräften stark auf Biegung beansprucht, ist jedoch sehr kräftig bemessen. Falls es nöthig erscheint, die Verbrennungsrückstände im Cylinder durch frische Luft zu ersetzen, ist eine Luftpumpe angeordnet worden, mittels welcher schwach verdichtete Luft

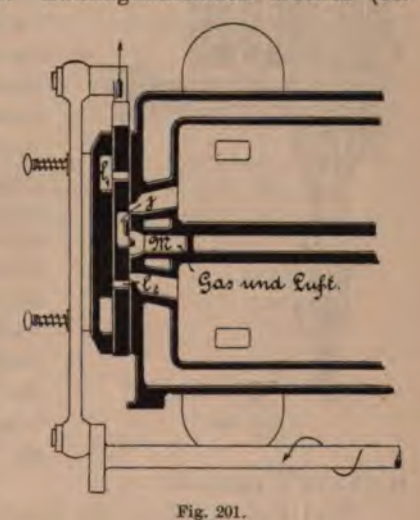


Fig. 201.

	6 pf. Maschine 152 mm Bohrung, 406 mm Hub	9 pf. Maschine 241 mm Bohrung, 457 mm Hub
Querschnitt des Einlasskanals	Schieber: 9,68 qcm	Ventil: 60 mm Durchm., 22,2 mm Hub = 42,06 qcm
Einlasssteuerung	6,4 mm offen, wenn Kolben im inneren Todtpunkt, 3,2 mm offen, wenn im äusseren	Oeffnet im inneren Todtpunkt und hält bis zum äusseren offen; schliesst nach 38 mm Hub nach innen
Auslassventil	57 mm Durchm., 9,5 mm Hub = 17,10 qcm	76 mm Durchm., 31,8 mm Hub = 76,0 qcm
Auslasssteuerung	Oeffnet, wenn der Kolben 25 mm vor Hubende; schliesst, wenn der Kolben 13 mm wieder nach aussen gegangen	Oeffnet, wenn der Kolben 57 mm vor Hubende; schliesst genau im inneren Todtpunkt
Zündung	Zündkanal im Schieber ist im inneren Todpunkte 3,2 mm offen	Gesteuertes Glührohr. Ventil 8 mm Durchm., 8 mm Hub. Beginnt zu öffnen 38 mm vor Kompressionsende; volle Eröffnung 13 mm vor Kompressionsende
Einlassgeschwindigkeit m	74,4	26,5
Auslassgeschwindigkeit „	41,8	14,6
Kolbengeschwindigkeit „	2,22	2,44
Arbeit zum Laden und Ausstossen . . ind. Pfst.	0,71	0,71
Gasventil	9,5 mm Durchm., 9,5 mm Hub	25,4 mm Durchm., 9,5 mm Hub
Gasventilsteuerung	Oeffnet, wenn der Kolben 32 mm nach aussen gegangen ist	Oeffnet, wenn der Kolben 57 mm nach aussen gegangen ist und bleibt offen, bis der Kolben 32 mm Rückhub gemacht hat; ist im äusseren Todtpunkte 4,8 mm offen

Weiterhin haben wir noch einen Maschinentypus von Crossley Bros. zu erwähnen, der eine der bedeutendsten Neuerungen bildet, von anderen Firmen aber nicht gebaut zu werden scheint; es ist dies die sogen. Scavenging engine (Scavenger bedeutet soviel wie Reiniger, Auskehrer). Zur Erläuterung der Wirkungsweise sei Folgendes vorausgeschickt.

Bei dem Ausstoss der Verbrennungsprodukte in das Abgasrohr entstehen in Letzterem verhältnissmässig bedeutende Druckschwankungen. Die unter mehr oder minder beträchtlichem Ueberdruck in das Abgasrohr

eintretenden Verbrennungsprodukte stossen heftig auf die kaum zur Ruhe gekommene Abgassäule und erzeugen eine Drucksteigerung, der starke Ueberdruck nimmt rasch ab, während die vorgeworfene Gassäule sich fortbewegt und so saugend, ein gewisses Vakuum bildend, wirkt, welchem bei allmäligem Ausgleich der Spannungen wieder eine kleine Druck-

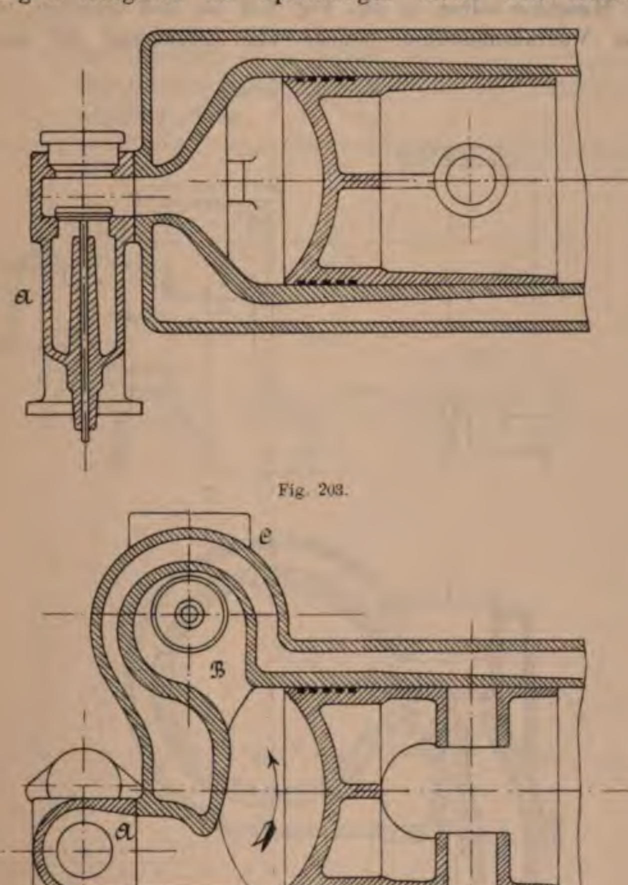


Fig. 203.

Fig. 204.

steigerung folgt. Von dieser bekannten Thatsache machen Crossley Bros. nun in sehr geschickter Weise Gebrauch; durch Wahl besonderer Verhältnisse erreichen sie es, dass das Vakuum dann eintritt, wenn sich der Kolben nahe dem Ende des Ausstosshubes befindet. Wird nun in diesem Zeitpunkte, in welchem das Austrittsventil noch offen ist, auch

das Eintrittsventil geöffnet, so wird zufolge des Unterdrucks ein Luftstrom durch den Cylinder hindurch gesaugt, der die Verbrennungsgase aus dem Kompressionsraum entfernt, den Cylinder also auswischt, reinigt. Aus diesem Grunde ist oben genannte, wohl von Atkinson (siehe später) stammende Bezeichnung gewählt worden.

Die Maschine selbst, in den Fig. 203 bis 206 erläutert, ist eine gewöhnliche Viertaktmaschine, welche zur Erreichung des geschilderten

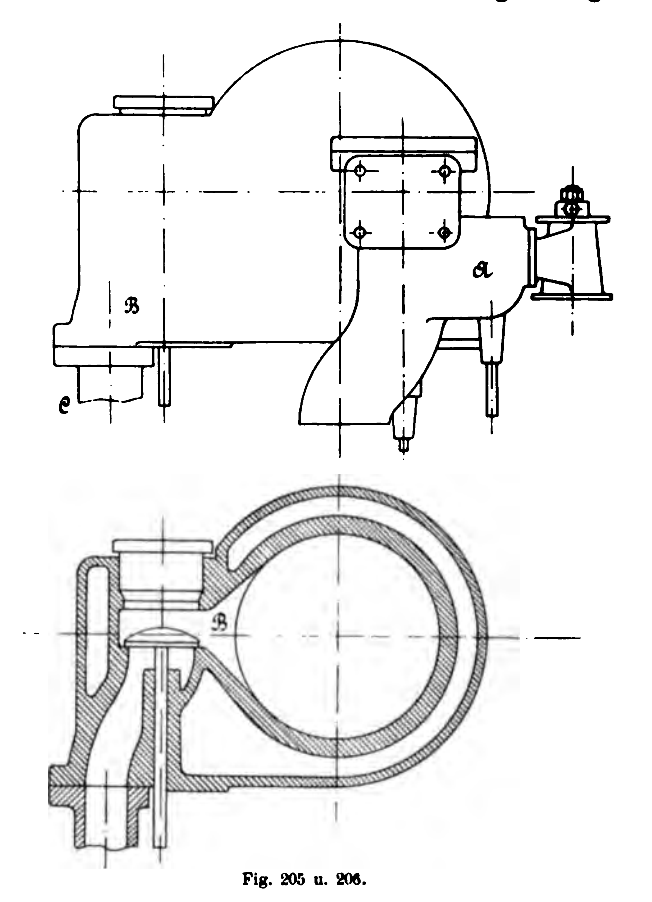


Fig. 205 u. 206.

Zweckes nur eine besondere Formgebung des Kompressionsraumes aufweist; weiterhin muss allerdings auch das Abgasrohr besondere Form und Länge haben. Die gezeichnete Maschine hat 178 mm Bohrung; A ist das Mischventil, B das Austrittsventil. Wie Fig. 204 zeigt, sind der Cylinderboden und der Kolben in Berücksichtigung des Ausspülens besonders gestaltet. Um die beabsichtigte Saugwirkung zu erreichen, ist das an C anschliessende Abgasrohr ca. 20 m lang gemacht worden; am Ende

esselben kann ein Auspufftopf angeschlossen werden, nur darf näher an er Maschine keinerlei Erweiterung oder Kammer vorhanden sein. Das Ventil A wird ungefähr 45 ⁰ vor dem inneren Todtpunkte geöffnet und las Austrittsventil B bis ungefähr 45 ⁰ hinter dem inneren Todtpunkte ffen gehalten, so dass das Ausspülen während etwa einer Viertelumlrehung stattfindet.

Es mag übrigens nicht unerwähnt bleiben, dass diese scavenger engines in sehr lästiges Geräusch verursachen sollen, das aus ihrer Wirkungseise auch leicht erklärlich wäre.

Die Diagramme Fig. 207 und 208 entstammen einer Untersuchung

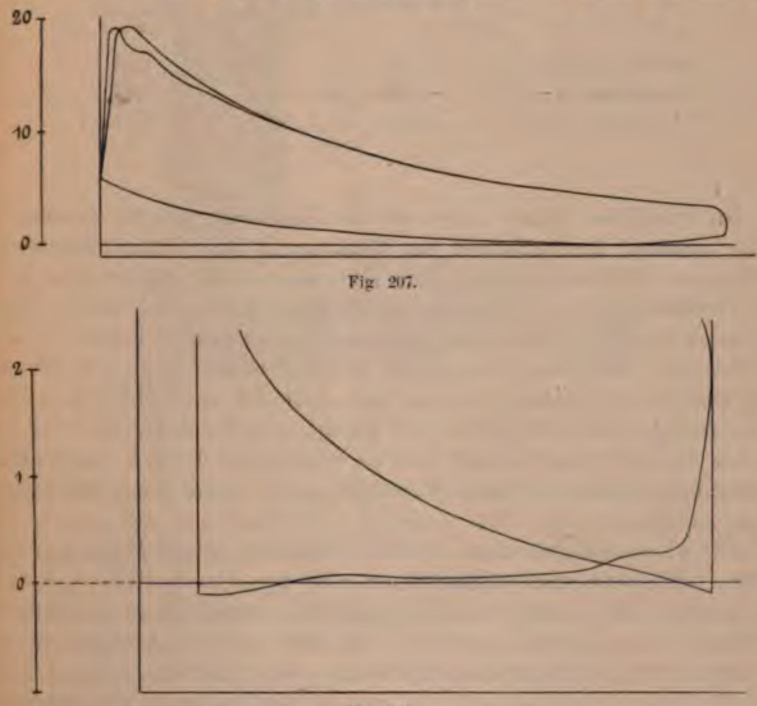


Fig. 207.

Fig. 208.

Clerk's; aus dem mit schwacher Feder genommenen Diagramm Fig. 208 geht hervor, dass die Saugwirkung im Cylinder ein Vakuum von 0,14 kg/qcm unter der atmosphärischen Linie erzeugt. Diese Maschine von 178 mm Bohrung und 381 mm Hub lief mit 200 Umdrehungen. Es fand sich die indicirte Leistung zu 14,19 Pfst., die Bremsleistung zu 12,14 Pfst. und der stündliche Gasverbrauch pro effektive Pferdestärke zu 481 l, der mittlere Druck zu 7,09 at, der Maximaldruck zu 19,26 at und der Kompressionsdruck zu 6,12 at. Das verwendete Openshaw-Gas hatte

einen Heizwerth von ca. 6100 c pro cbm. Hieraus findet sich ein thermischer Nutzeffekt von 25,4 %.

Vorstehend gegebene Resultate (August 1894) sind hervorragend günstige und sind auch für gleiche Maschinengrössen selten erreicht oder übertroffen worden. Die so ausserordentlich günstige Wirkung ist im Ausspülen und der Anwendung sehr starker Kompression begründet. Den grossen Fortschritt charakterisirt folgende Tabelle, welche die Ergebnisse der besprochenen 3 Motoren zusammenfasst.

	Bremsleistung	Gas pro eff. Pfst. stündl.	Kompressions-überdruck
Schiebermaschine	6,84	963	2,18
Ventilmaschine	15,97	733	3,37
Scavenging engine	12,14	481	6,12

Im Anschlusse hieran mag noch der Thatsache gedacht werden, dass es bei gewisser Beschaffenheit der Wandungen des Kompressionsraumes möglich ist, Gaskraftmaschinen ohne Glühzünder oder irgendwelche andere Zündvorrichtungen in durchaus regelmässigem Betrieb zu halten; hierzu ist nur nöthig, dass irgend ein Theil der Wandungen konstruktiv so beschaffen sei, dass seine Temperatur allmälig steigen kann. Wenn auch diese Temperatur zu gering ist, um Zündungen bei atmosphärischem Druck (Vorzündungen) zu ermöglichen, so genügt dieselbe doch, um das komprimirte Gemisch zur richtigen Zeit zu entzünden. Clerk veröffentlichte Diagramme, welche in dieser Weise an einer Otto'schen Maschine erhalten wurden.

Die gleichen Erfahrungen machte Clerk an seinen Maschinen (siehe später). Bei Petroleumkraftmaschinen wird von diesem Princip in ausgedehnter Weise Gebrauch gemacht; eigenthümlicherweise lässt sich Petroleum in dieser Weise leichter entzünden als Benzin und Leuchtgas, was sich wahrscheinlich auf Dissociationserscheinungen zurückführt.

Der Otto'sche Viertaktmotor wird in England noch von zahlreichen anderen Firmen gebaut; von diesen Konstruktionen mögen einige kurz angeführt werden.

Den „Stockport Otto"-Maschinen von J. E. H. Andrew & Co. wird gute Konstruktion und sorgfältige Ausführung nachgerühmt; sie sind liegend gebaut und mit Ventilsteuerung normaler Bauart versehen. Bemerkenswerth ist die in Fig. 209 dargestellte Zünd- und Anlassvorrichtung. Am Ende der Kompression wird das Zünderventil a geöffnet, das Gemisch tritt durch ein axial im Zünder angeordnetes Rohr in diesen ein und verdrängt die hier befindlichen Rückstände nach dem Raum b

so dass eine gute Zündung gewährleistet ist. Das Zündrohr wird in gewöhnlicher Weise beheizt. Das am Ende des Raumes b angeordnete Ventil c dient zum Anlassen. Man stellt die Kurbel in die richtige Stellung und macht den Zünder glühend, während die Ventile a und c beide offen sind; lässt man alsdann Gas zum Cylinder zutreten, so schiebt

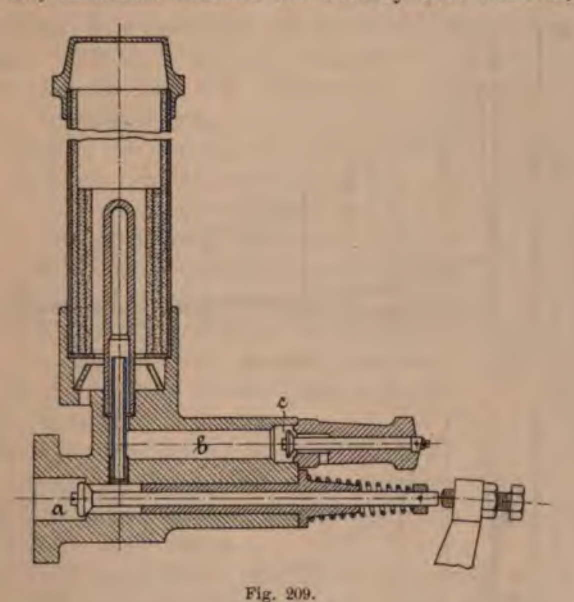


Fig. 209.

dieses Luft durch Ventil a, den Zünder und Ventil c hindurch ins Freie, und mischt sich mit der Luft. Allmälig wird das Gemisch mehr und mehr zündfähig und schliesslich erfolgt eine Explosion, welche die Maschinen in Gang bringt; Ventil c schliesst sich dann selbstthätig.

Eine derartige 9pferdige Maschine von 248 mm Durchmesser und 431 mm Hub ergab bei n = 184 eine Bremsleistung von 21,1 Pfst. Der Gasverbrauch stündlich pro ind. Pfst. betrug 530 l, pro eff. Pfst. 622 l, der mittlere Druck 6,45 kg/qcm, der Kompressions- bezw. Explosionsüberdruck 4,22 bezw. 16,17 kg/qcm und der Verbrauch im Leerlanf 1800 l. Verkleinerte man den Kompressionsraum entsprechend, so ergab sich der Kompressions- bezw. Explosionsüberdruck zu 6,33 bezw. 18,98 km/qcm, der mittlere Druck zu 7,11 kg/qcm, die Bremsleistung bei n = 182 zu 24,7 Pfst., der Gasverbrauch indicirt zu 491, effektiv zu 579 l und der Verbrauch im Leerlauf zu 2037 l. Obgleich somit bei stärkerer Kompression [illegible] rauch im Leerlauf naturgemäss und zwar um 13 % wächst, sinkt [illegible] che Gasverbrauch doch um 7,3 %. Die Fig. 210 und 211 [illegible] Diagramm des ersten bezw. zweiten Versuchs. Der Gas-

verbrauch pro eff. Pfst. stündlich nach Abzug desjenigen für den
lauf stellt sich im ersten Fall auf 537 l, im zweiten Falle auf 4
der totale stündliche Gasverbrauch beträgt beim ersten Versuch 131
beim zweiten 13301 l, doch ist die Leistung um 18 % gestiegen.
Vortheil starker Kompression geht aus diesen Versuchen recht deutlich he

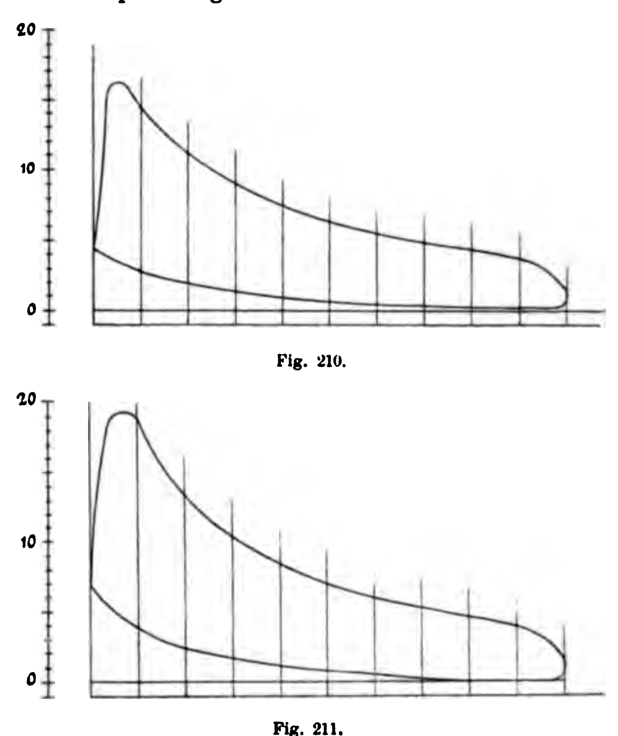


Fig. 210.

Fig. 211.

Während man sonst allgemein die Ventilgehäuse aus konstruk
Gründen an den Cylinder anschraubt, so dass zwischen den Ventilen
dem Cylinder Kanäle entstehen, bauen T. B. Barker in Birmin
die Ventile direkt in den Cylinder ein, von der Erwägung ausgehend,
es zweckmässig sei, dem Kompressionsraum die kleinstmögliche Ober
zu geben. Die Maschinen sind einfach gebaut und haben ein o
Glührohr, welches demjenigen der Stockport Otto-Maschinen ähnli
Bei Versuchen in Birmingham ergab sich ein Gasverbrauch für
Pfst.-Std. von 594 l bei nur 3,5 kg/qcm Kompressionsüberdruck, ein V
der sehr niedrig ist, da das Birninghamer Gas zu den ärmsten engli
Gasen zählt (s. Clerk S. 479). Gute Zeichnungen und ausfüh
Beschreibung dieser Motoren nebst Versuchszahlen giebt Freytag i
Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 425.

Eine ganz eigenthümliche Steuerung zeigen die Motoren von Fiel-ing & Platt in Gloucester. Dieselben haben zwei durch Nocken und ebel gesteuerte Ventile, von denen das eine für den Gaszutritt, das ndere sowohl für Ein- wie auch Auslass dient. Letzteres Ventil ist in 2 dargestellt und besteht aus einem Kegelventil D und einem Kolben-ntil G. Zu Beginn des Austrittshubes ist D von seinem Sitz abgehoben d die Abgase strömen in der Pfeilrichtung F zwischen Ventil G und entilgehäuse hindurch nach dem Auspuffrohr. Im inneren Todtpunkte, so zu Beginn der Saugperiode, wird dann das Ventil ch weiter gehoben, so dass der kegelförmige Theil s Kolbenventils G den Auspuffkanal abschliesst d weiterhin, unter Zusammendrückung der Spiral-ler, sich das Ventil D vom Kolbenventil abhebt d nunmehr der Ladung den Zutritt zum Cylinder rch das Kolbenventil hindurch ermöglicht. Es ist o bei dieser Konstruktion von der sonst üblichen hlhaltung des Eintrittsventils Abstand genommen rden; ob die Firma diese Bauart heute noch ver-ndet, ist mir unbekannt.

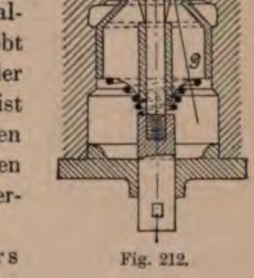


Fig. 212.

Die Firmen Robey & Co., Wells Brothers e auch die vorgenannte Fabrik bauen neben kleineren hl hauptsächlich grosse Motoren (bis zu 200 Pfst.); über die kleineren otoren ist Näheres nicht bekannt.

Seit etwa 1879 beschäftigen sich Gebr. Körting in Hannover mit m Bau von Gasmaschinen. Ursprünglich waren dieselben mit einer mpe versehen, die die Bildung der Ladung besorgte, und zeigten be-glich der Zündung und Regulierung wesentlich andere Einrichtungen als e heutigen. Wir verweisen betreffs dieser ältesten Anordnung auf chöttler 1. Aufl. S. 54 und besprechen hier spätere Bauarten.

Die Fig. 213 und 214 stellen eine 4 e Maschine dar, wie sie Ende r 80er Jahre gebaut wurde. Beim Kolbenaufgange wird durch ein sonders eingerichtetes Mischventil Gasgemisch von stets gleicher Be-haffenheit angesaugt und beim Niedergange verdichtet; im unteren odtpunkte erfolgt alsdann die Zündung. Das Austrittsventil F öffnet ch kurz vor dem oberen Todtpunkte und bleibt in dieser Stellung, s der Kolben wieder unten angelangt ist. Die Ventile werden von zwei aumenscheiben gesteuert, die auf der Steuerwelle S sitzen; letztere wird urch ein Zahnräderpaar mit dem Uebersetzungsverhältniss 1 : 4 von der urbelwelle bewegt.

Zunächst sei die Einrichtung des Mischventils näher erläutert. Das-elbe ist selbstthätig und öffnet sich unter der Wirkung des saugenden Arbeitskolbens. Wie aus Fig. 215 hervorgeht, öffnet sich das Ventil nach unten; die Schraubenfeder gleicht nur das Gewicht desselben aus. Das

Gas tritt von oben herzu und gelangt durch den die Ventilspindel u gebenden Ringraum zum Ventil, während die Luft seitlich zuströmt. Ol zeigt das Ventil zwei Dichtflächen, eine für den Gas-, eine für den Lu abschluss, und unten eine solche, um den Zutritt des Gemisches z Maschine abzuschneiden. Hieraus geht also hervor, dass die Eröffnung d Gas- und Luftleitung proportional dem Ventilhube sich ändert, dass al

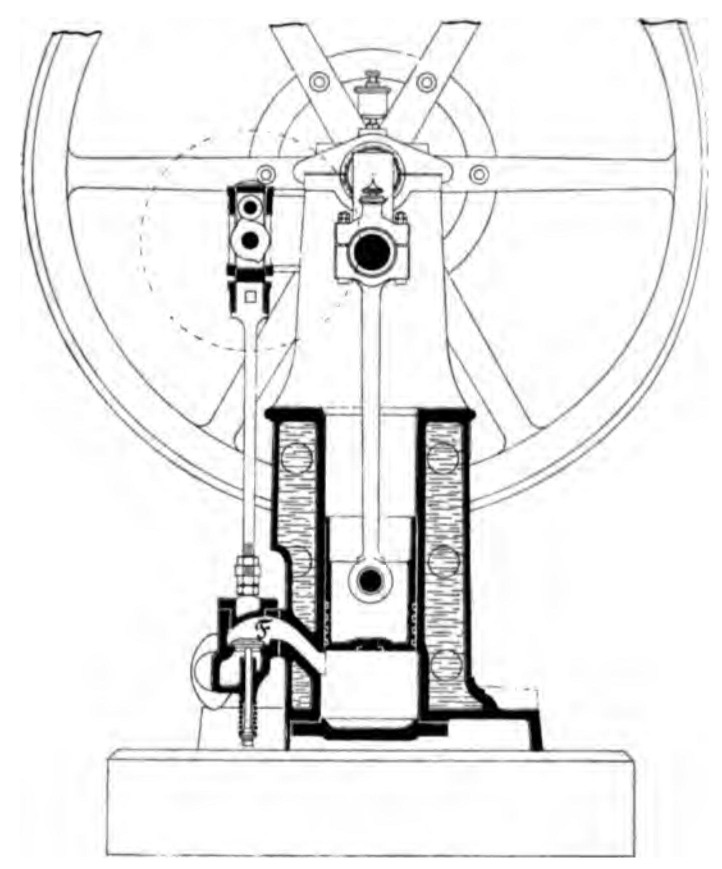


Fig. 213.

das Mischungsverhältniss jederzeit das gleiche ist. Da nun das Abdic von drei Flächen immer Schwierigkeiten hat, so ist in dem Kanal, zum Cylinder führt, noch ein stählernes Rückschlagventil R angeor das sich beim Anwachsen der Spannung in der Maschine schliesst somit das Mischventil vor den Einwirkungen des Druckes und Temperatur schützt. Hinter dem Rückschlagventil ist die Flam zündung angeordnet. Die eigenartige Anordnung des Zünders geht

ig. 216 und 217 hervor. Auf das Kanalgehäuse ist ein rohr-
s Stück a aufgeschraubt, das die Sitze zweier in ihm spielender
k und l enthält. Das Ventil k ist voll, l dagegen ist axial
er konischen Bohrung und radial mit feinen Bohrungen versehen.
eginn der Zündung haben die Ventile die in Fig. 216 gezeichnete
g; k ruht fest auf seinem Sitze, l steht etwa 2,5 bis 3 mm unter

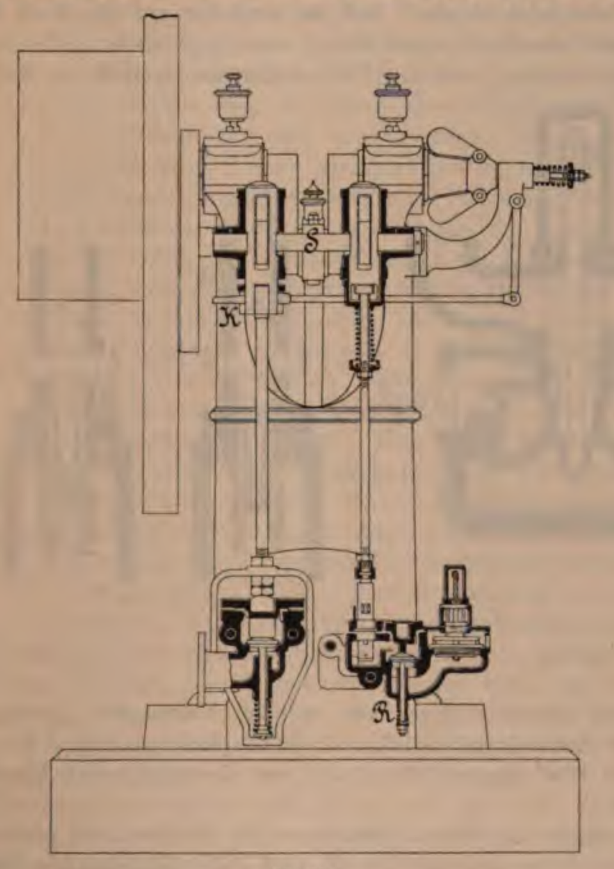


Fig. 214.

Sitze und ruht auf der Mutter m auf. Dadurch ist mithin eine
dung der Bohrungen von l mit dem Arbeitscylinder hergestellt.
alb des Sitzes von k hat die Hülse a seitliche Bohrungen b, vor
eine Flamme brennt. Nach Beginn der Verdichtung der Ladung,
die Kurbel einen Weg von etwa 95 ° vom oberen Todtpunkte aus
laufen hat, wird das Ventil k um 7 bis 8 mm gehoben; demzufolge
sich auch das Ventil l heben, da auf seine untere Fläche der Ver-

dichtungsdruck wirkt, doch kann diese Erhebung nur etwa 2,5 bis 3 mm betragen. Die Ventile haben jetzt die in Fig. 217 gezeichnete Stellung. Das in der konischen Höhlung von l befindliche Gemisch entzündet sich an der erwähnten Flamme und brennt im Innern; durch das untere feine Ende der Bohrung wird diese Flamme gespeist: der Zünder „bläst". Sobald nun bei weiterer Drehung der Kurbel das Ventil k von dem Daumen wieder niedergedrückt wird, trifft es zunächst auf die obere Kante des Ventils und darauf auf seinen Sitz; l sinkt jetzt wieder in die in Fig. 216 gezeichnete Stellung zurück. Das entzündete Gemisch in der Höhlung

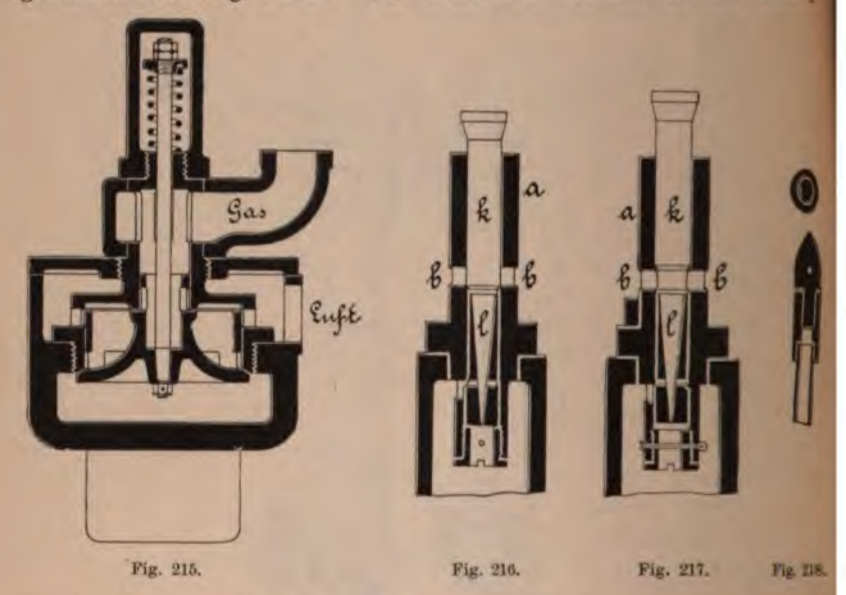


Fig. 215. Fig. 216. Fig. 217. Fig. 218.

von l setzt nunmehr durch die radialen Bohrungen das im Gehäuse befindliche Gemisch in Brand und die Explosion erfolgt. Da hierbei k auf seinen Sitz gepresst ist, so ist ein Entweichen der Explosionsgase verhindert.

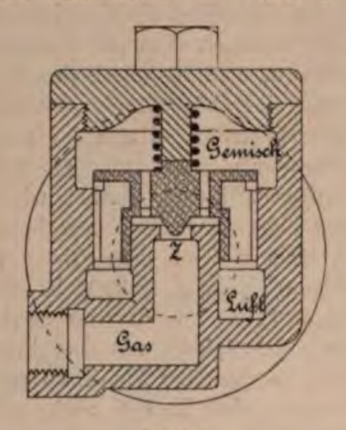
Das rechtzeitige Heben und Senken des Zünders nach je zwei Doppelhüben wird durch eine Scheibe mit zwei gegenüberliegenden Daumen bewirkt. Die Daumen drücken auf eine in einem Führungsprisma gelagerte Rolle und heben oder senken das Prisma in geeigneter Weise. Der Zünder ist mit diesem Prisma durch eine Zugstange verbunden, auf welche eine Schraubenfeder geschoben ist, die sich mit ihrem oberen Ende gegen einen festen Punkt des Maschinengestells stützt, mit dem unteren Ende auf einer Scheibe ruht, die wiederum mit der Zugstange ein Ganzes bildet und vermittelst dieser den Zündkegel mit bestimmter Kraft auf seinen Sitz drückt. Kommen die Daumen zur Wirkung, so heben sie die Zugstange

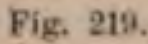
mit dem Zündkegel, spannen die Feder noch stärker und lassen diese Theile im gegebenen Augenblicke wieder sinken.

Bei früheren Anordnungen wurde eine Regulierung des Ganges dadurch erreicht, dass der schädliche Raum der Pumpe vergrössert bezw. verkleinert wurde; dadurch wurde die Verdichtungsspannung und daher auch die geleistete Arbeit veränderlich, doch blieb der Gasverbrauch derselbe. Die neuere Art der Regulierung ist grundsätzlich richtiger, denn sie beeinflusst den Gasverbrauch. Aus Fig. 214 ist ersichtlich, dass das durch eine Feder auf seinen Sitz gepresste Austrittsventil von einer bügelförmig gestalteten Stange gefasst und eröffnet wird. Zwischen diesem Bügel und der Ventilspindel soll in der Ruhestellung bei betriebswarmer Maschine ein Spielraum von 1 mm verbleiben. Dieses Austrittsventil wird, ähnlich wie der Zünder, von zwei Daumen unter Benutzung eines Führungsprismas bewegt. Die Spindel des Austrittsventils ist jedoch nicht fest mit dem Prisma verbunden, sondern mit Hilfe eines verschiebbaren Keils K gekuppelt. Wird der Keil ganz nach links geschoben (Fig. 214), so kommt seine stärkste Stelle zur Wirkung, und die Verkuppelung der Spindel mit dem Prisma ist eine feste, keinen Spielraum gewährende, so dass der Ventilhub gleich der Verschiebung des Prismas ist. Je weiter aber Keil K nach rechts geschoben wird, um so mehr Spiel entsteht bei besagter Kuppelung, und um so kleiner wird somit der Ventilhub. Nun ist ersichtlich, dass, wenn das Austrittsventil etwa bei $^1/_2$ des Kolbenhubes bereits geschlossen würde, die Abgase verdichtet würden; bei dem folgenden Kolbenaufgange dehnen sie sich daher zunächst aus, und die Ansaugezeit wird etwa auf den halben Kolbenhub vermindert, mithin auch der Gasverbrauch auf die Hälfte gebracht. Man ersieht hieraus, dass es nur zweckmässig ist, mittels des Austrittsventils zu regeln. Die Keilstellung, die obige Verbindung zwischen Ventilspindel und Führungsprisma zu einer geschlossenen macht, entspricht dem Vollgange, diejenige, die den grössten Spielraum lässt, dem Leergange. Die Verschiebung dieses Keils bewirkt der Regulator, der auf der Kurbelwelle sitzt. Das Hülsengewicht ist hier selbstverständlich durch eine Feder ersetzt, durch deren grössere oder geringere Spannung die Umdrehungszahl der Maschine verändert werden kann, und zwar läuft die Maschine um so rascher, je stärker die Feder angespannt ist und umgekehrt. Um den äussersten Ausschlag der Regulatorkugeln zu begrenzen, werden Röhrchen auf die Spindel geschoben; zu jeder Umdrehungszahl gehört ein solches Röhrchen von bestimmter Länge.

Das zur Kolbenschmierung verwendete Oel befindet sich in dem hohlen Regulatorarme und wird durch den in Fig. 218 abgebildeten Tropfapparat zugeführt. In das Oelröhrchen ist von unten her eine Schraube eingeschraubt, die seitlich abgefeilt ist; der Kopf derselben hat eine für die Tropfenbildung geeignete Form. Die Schraube kann mittels eines in die angegebene Bohrung eingesteckten Drahtes verstellt werden.

Eine neuere Einrichtung des Milchventils erläutern die Fig. 219 bis 221. Bei dem alten Ventil lagen drei Dichtflächen vor, bei dem neuen dagegen sind deren nur zwei vorhanden. Der Ventilkörper besitzt oben eine Platte, die genau in die Bohrung des Gehäuses passt und deren Aussenkante an dieser Bohrung dichtet. Die Luft tritt im Ring-




Fig. 219.

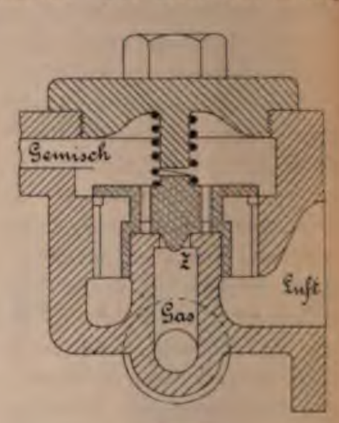


Fig. 220.

aume herbei, das Gas von unten, und die gebildete Mischung wird oben abgeführt. Damit bei jeder Erhebung des Ventils das Gas im richtigen Verhältniss zum freigewordenen Luftring herbeiströmt, ist für die Gaser- öffnung der parabolische Zapfen Z angebracht, durch dessen Form di Erreichung des beabsichtigten Zweckes bedingt sein soll. Im Venti körper befinden sich 4 Bohrungen für den Gaszufluss. Zweifellos i das neue Ventil einfacher als das alte, und dass durch sein Gewicht auf dem Sitze aufliegt, ist e Vorzug. Die axiale Führung desselben besorg vier Flügel.


Fig. 221.

Eine andere Art der Regulierung führte Wi (S. 206) an, doch ist dieselbe verlassen. Dageg zeigen die Fig. 222 und 223 eine neue Art d Regulierung. Auch hier wird mittels des Austrit ventils geregelt; während aber bei der Keilsteueru der Ventilhub verändert wurde, bleibt derselbe bei dieser Klinkenste rung konstant, und die Regelung erfolgt dadurch, dass bei zu rasch Gange das Ventil überhaupt geöffnet bleibt; dieses Prinzip ist auch den heutigen Maschinen noch in Anwendung. Der Regulator verstellt b durch der obigen Einrichtung ganz entsprechende Theile die Klinke Geht die Maschine zu rasch, so legt sich die Klinke unter das Pri und hält dasselbe mit dem Ventil in der obersten Lage fest.

Daumen hebt dann beim Durchgange durch den oberen Todtpunkt das Prisma nur ganz wenig, um die Klinke zu entlasten und das Ausrücken derselben durch den Regulator zu ermöglichen.

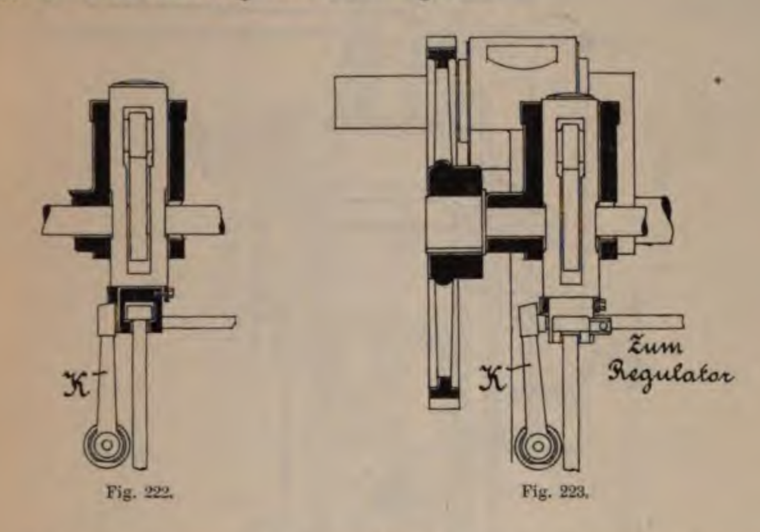


Fig. 222. Fig. 223.

Auf eine interessante Konstruktion Körting's (liegende Maschine mit Kraftgasbetrieb), welche Schöttler, Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1891 S. 963 beschreibt, sei hier lediglich verwiesen.

Die heutigen Maschinen der Firma Gebr. Körting werden sowohl liegend wie stehend gebaut und arbeiten nach wie vor im Viertakt. Zur Steuerung werden wie früher Ventile, zur Zündung dagegen gesteuerte Glührohre verwendet. Die Regulirung erfolgt auch hier mittels des Austrittsventils.

Die liegenden Modelle (Klasse N) zeigen den bekannten Typus. Der Sockel der Maschine, in Hohlguss ausgeführt, dient als Ansaugtopf und ist mit dem Cylindermantel in einem Stück gegossen; die Lauffläche des Cylinders ist besonders eingesetzt, und daher leicht auswechselbar. Die Fig. 224 und 225 erläutern die Konstruktion dieser Maschinen.

Ein besonderer Kreuzkopf ist nicht angeordnet, dafür aber der Kolben sehr lang gehalten; bis zu 8 Pfst. Leistung ist das Schwungrad frei fliegend aufgesetzt, während darüber hinaus ein Aussenlager angeordnet wird. Von der durch Schraubenräder angetriebenen Steuerwelle aus werden die Steuerungsorgane durch entsprechende Daumen bewegt. Um das feiner organisirte Mischventil c zu schonen, ist zwischen diesem und dem Cylinder noch ein Rückschlagventil b eingefügt; bei den gewöhnlichen Motoren arbeiten beide Ventile selbstthätig, bei den Präcisionsmotoren wird Ventil b gesteuert. Die Einrichtung des Mischventils, das als Doppelsitzventil

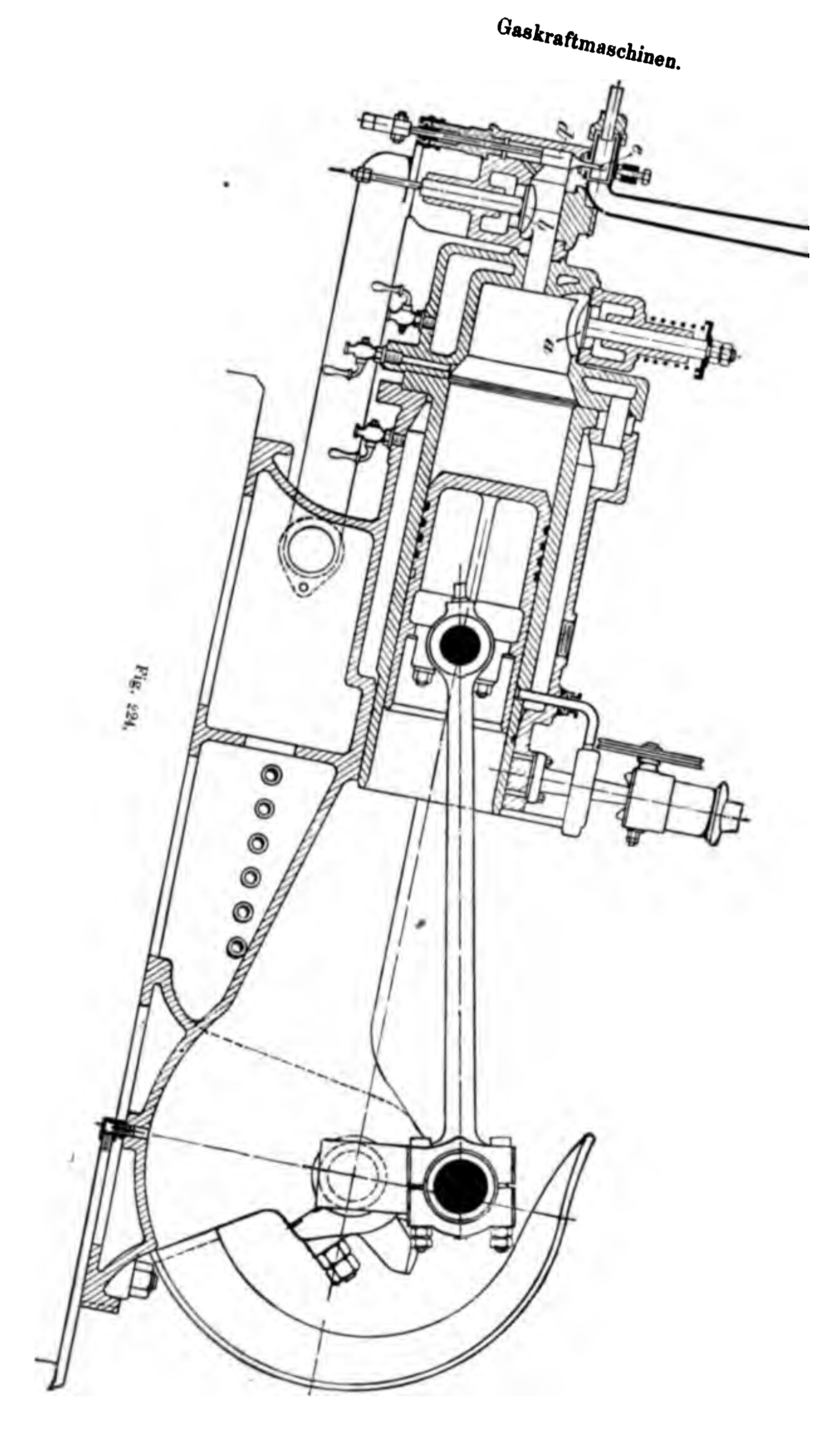


Fig. 224.

baut, aber früheren Anordnungen gegenüber verändert ist, lässt der erschnitt erkennen. Wesentlich ist wieder, dass die Schlitzöffnungen

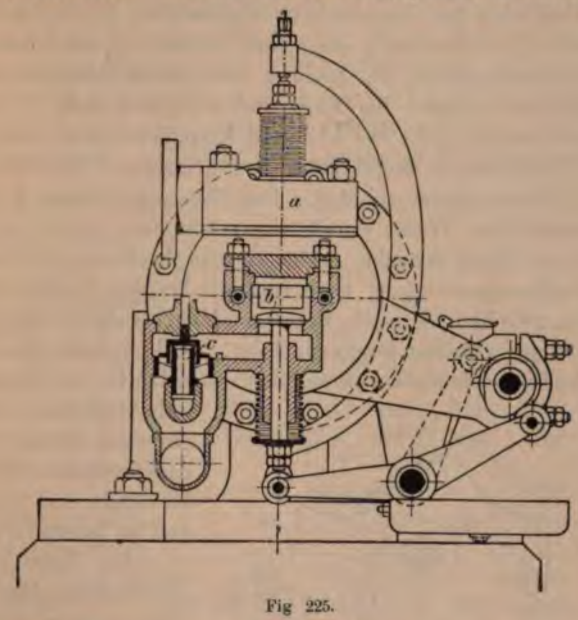


Fig 225.

das im Innern zutretende Gas zu den Luftöffnungen in ganz beamten Verhältnissen stehen, so dass somit während des ganzen ghubes ein konstantes Gemisch von Gas 1 Luft in den Cylinder tritt. Der nder e sitzt am Gehäuse des Rückschlagtils und ist das Porcellanröhrchen desseln, welches durch einen Bunsenbrenner hend erhalten wird, durch ein kleines ntil abgeschlossen. Letzteres Ventil wird Moment der Zündung durch einen Daumen ter Vermittlung eines Hebels rasch geöffnet d durch eine kräftige Feder geschlossen.

Hier sei die Zeichnung und Beschreing des Körting'schen gesteuerten Glührzünders eingeschaltet, wie sie Lieckfeldt 144) giebt; ob sie noch völlig mit der heun Bauweise übereinstimmt, ist mir nicht bent. Wie aus Fig. 226 hervorgeht, steht das ere des Glührohrs dauernd in offener Verbindung mit dem Cylinder, doch gt axial im Glührohr noch ein offenes Platinröhrchen, das an Boh-

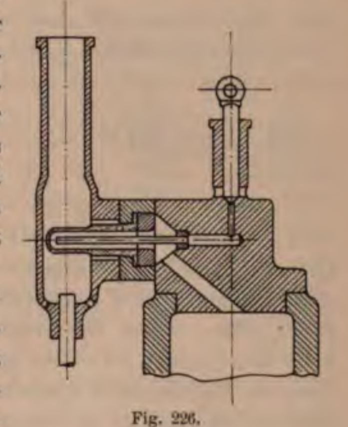
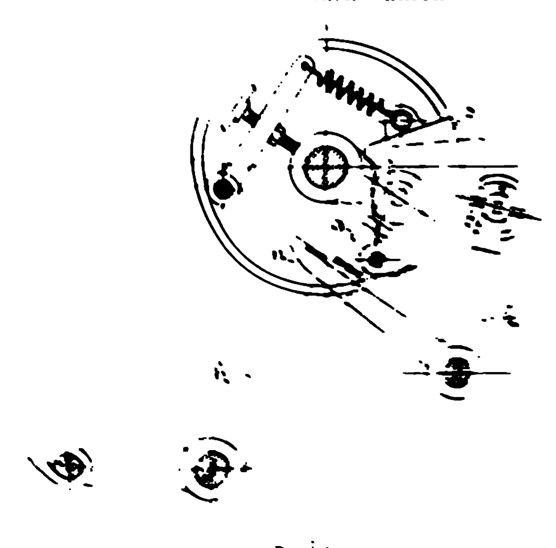


Fig. 226.

[illegible] welche durch ein kleines Ventil mit der äusseren Luft in Verbindung gesetzt werden können. Im Glührohr befinden sich von der [illegible] Explosion her Verbrennungsrückstände; ist die Kompression vollendet und soll die Zündung eingeleitet werden, so wird das erwähnte kleine Ventil rasch geöffnet, die Ladung tritt in das Glührohr ein, treibt die hier befindlichen Abgase ins Freie und entzündet sich.

Das Austrittsventil a ist bei kleineren Maschinen oben, bei grösseren seitlich am Cylinderkopfe angebracht; bei grösseren Maschinen wird es [illegible] durch Wassermantel gekühlt. Die Steuerung dieses Ventils wird in leicht verständlicher Weise durch einen Daumen, einen zweiarmigen Hebel und einen Bügel erreicht. Zum Zwecke leichteren Anlassens (Beseitigung hoher Kompression) ist auch hier wie bei den Deutzer Maschinen die Einrichtung getroffen, dass die Rolle am Hebel verschiebbar und noch ein zweiter (Anlass-)Daumen angeordnet ist, so dass beim Anlaufen das Ventil beim Anlassen wie auch während der ersten Hälfte des Kompressionshubes geöffnet wird. Bei normalem Gange öffnet sich das Auslassventil kurz vor Hubende und schliesst genau im inneren Totpunkte.



Die Regulierung der gewöhnlichen Maschinen besorgt ein [illegible] Axenregulator [illegible] Einrichtung Fig. [illegible] im Princip [illegible] [illegible] der Steuerwelle [illegible] Ge- [illegible] eine [illegible] Bei zu [illegible] welcher [illegible]

[illegible]

ftiger Contrifugalregulator (s. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 288) gebracht, welcher den das Einlassventil bethätigenden Nocken verstellt. tzterer wird durch spiralige Feder und Nuth beim Verschieben gleichtig gegen die Steuerwelle verdreht und so die Füllung verändert. Eine rmit verknüpfte frühere oder spätere Eröffnung des Einlassventils ist deutungslos, da sich das Mischventil erst zu Beginn des Saughubes öffnet.

Als Schmiervorrichtung dient ein Paternosterwerk.

Abmessungen u. s. w. dieser Motoren (Klasse N) giebt folgende Tabelle.

Nominelle Leistung	2	3	4	6	8	10	12
inutliche Umdrehungszahl	260	240	240	220	220	200	200
öchstleistung	2,7	3,8	5,3	7,2	9,4	11,8	14,0
inutliche Umdrehungszahl	280	260	240	240	220	200	200
öchstleistung	2,9	4,1	5,3	7,9	9,4	11,8	14,0
eis des Motors mit Klinke M.	1500	1700	2000	2700	3000	3600	4000
„ „ Präcisionsmotors „	1650	1850	2200	2950	3250	3850	4250
wicht des Motors mit linke kg	650	790	960	1170	1450	2000	2450
richt d. Präcisionsmotors „	720	880	1100	1440	1830	2500	2880
chmesser der Riemheibe mm	400	450	500	500	600	700	800
ge des Motors „	1750	1850	2000	2200	2500	2740	2820
ite „ „ „	800	900	1000	1200	1350	1500	1600
e „ „ „	1200	1300	1400	1500	1600	1800	2000
orderl. Gasuhr Flammen	20	30	30	40	50	60	80

Die erste Reihe der Umdrehungszahlen und Höchstleistungen enticht normaler Kolbengeschwindigkeit; die zweite Reihe entspricht andert angebotenen Werthen. Für gute Erhaltung des Motors werden etwa der Werthe der ersten Reihe empfohlen.

Die Konstruktion der stehenden Gaskraftmaschinen Klasse J von ebr. Körting erläutern die Fig. 228 bis 231. Die Kurbelwelle gt wie früher oben, die darunter seitlich angebrachte Steuerwelle läuft zt aber im Verhältniss 1 : 2. Der untere Theil des Gestells dient auch er wieder als Ansaugtopf. Auch bei dieser Art Motoren werden nur s Auslassventil d und der Zünder f gesteuert, während das Mischntil a und das Rückschlagventil c selbstthätig arbeiten. Zur Steueng des Auslassventils dienen der Nocken h und die auf der Welle l tsitzenden Hebel g und m; das Ventil selbst wird auch hier durch einen gel u gefasst. Das Zünderventil f wurde bei den in den Figuren darstellten Motoren gleichfalls von der Welle l aus mittels Hebel n und ange o gesteuert. Bei den heutigen Motoren ist dies geändert und wird das Zündventil f durch ein auf die Kurbelwelle aufgesetztes

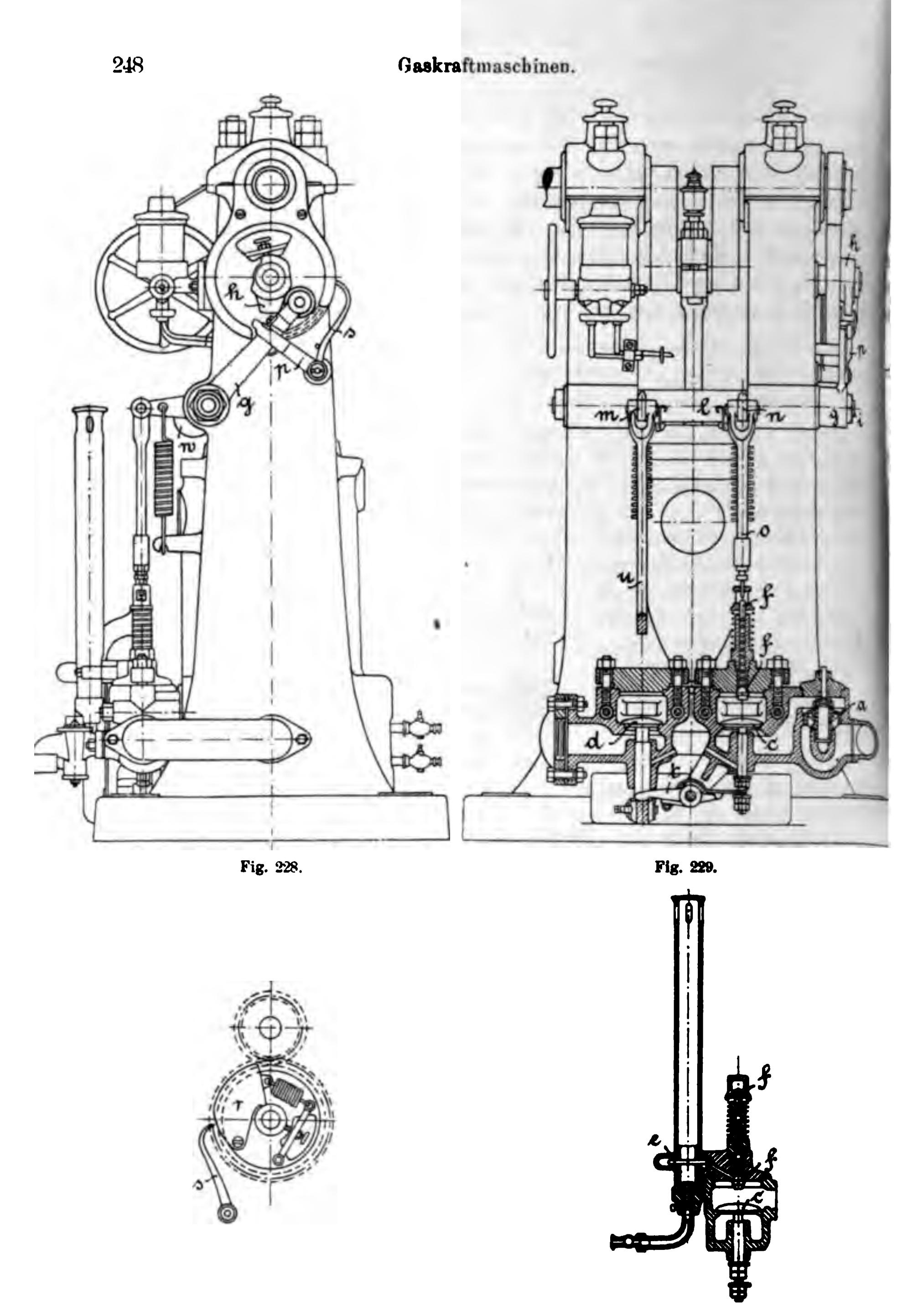


Fig. 228.

Fig. 229.

Fig. 230.

xcenter mittels zweier lose auf der Welle 1 sitzenden Hebel gesteuert; eraus folgt, dass das Zündventil bei jedem unteren Todtpunkte geöffnet rd, das eine Mal, um die Zündung zu bewirken, das andere Mal, um Glührohr einen der Saugspannung entsprechenden Druck herzustellen. ie Regulierung erfolgt in der gleichen Weise wie beim liegenden Motor d ist aus den Figuren leicht zu erkennen. Das Regulatorgehäuse ist er direkt als Zahnrad ausgebildet. Den Zünder und die Schmierung läutern die Figuren zur Genüge.

Die folgende Tabelle giebt Aufschluss betreffs der Abmessungen u. s. w.

Nominelle Leistung		1/2	1	2	3	4	5	6
nutliche Umdrehungszahl		320	300	280	240	220	200	180
eis des Motors	M.	800	1000	1300	1600	1900	2200	2500
wicht des Motors	kg	285	375	520	725	950	1160	1550
urchmesser der Riemscheibe	mm	170	250	400	450	500	500	600
reite des Motors (axial)	"	580	590	710	850	910	990	1040
änge " "	"	700	800	1000	1200	1300	1400	1540
öhe " "	"	973	1170	1420	1650	1785	1930	2130
rford. Gasuhr	Flammen	5	10	20	30	30	40	40

Die nothwendige Wasserkühlung des Arbeitscylinders kann in dreierlei Weise angeordnet werden:

1. Kühlung durch ununterbrochen durchfliessendes Wasser (Druckwasserleitung); dasselbe soll unten zugeführt werden und oben mit 50° R. bläufen. Verbrauch für die Stundenpferdestärke etwa 50 l.

2. Kühlung durch eine bestimmte kleine Wassermenge. Zu dem wecke werden Rippenkühler verwendet und so angeordnet, dass das unterste ück derselben mit dem unteren, das oberste mit dem oberen Ende des beitscylinders unter Vermeidung von Luftsäcken verbunden ist. An Rippenkühlern streicht die Luft von unten nach oben, entgegengesetzt Wasserlaufe. Es kann hierdurch eine Kühlung des Wassers um etwa bewirkt werden.

3. Kühlung durch eine grössere Wassermenge. Hier ist ein Behälter venden, dessen Grösse zu etwa 0,4 bis 1 cbm für die Pferdestärke messen ist, wobei der grösste Werth für die kleinsten Maschinen Das Wasser soll bei 10 stündigem vollen Betriebe höchstens 60° R. werden. Den Behälter setze man thunlichst hoch, nehme die Rohrgen weit (z. B. bei 6 Pfst. $1^1/_2$") und vermeide Luftsäcke.

Bezüglich der Wartung der Maschinen ist zu bemerken:

Die Maschine soll möglichst so angehalten werden, dass die Kurbel aussen oder oben steht, damit die geölte Cylinderwand nicht ver-. Die Tropfapparate sollen in der Minute für Maschinen von 1 bis

10 Pferdestärken 3 bis 15 Tropfen ergeben. Bei anhaltender Arbeit eine dreiwöchentliche Reinigung des Auslassventils nöthig. Zur Schmien verwende man gutes harz- und säurefreies Maschinenöl, welches auch niedriger Temperatur noch leicht aus der Kanne fliesst. Reine Pflanzen verkohlen und geben daher zu Verstopfungen Anlass; reine Mineral verdampfen und geben trockene Metallflächen. Die Cylinderfläche und

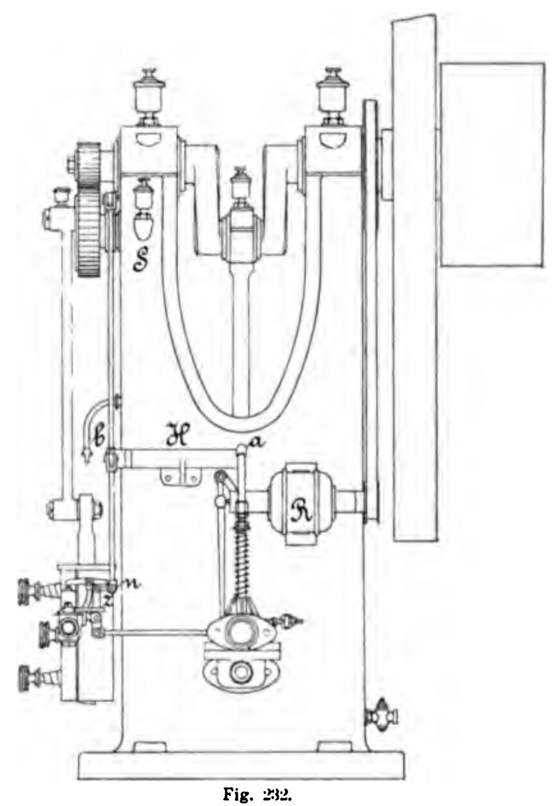


Fig. 232.

Kolben dürfen nie rostbraun aussehen; beim Anlassen sollen die Flä weiss oder hellgrau, nie braun erscheinen. Eine Prüfung einer 4 e Mas bei Gelegenheit der Ausstellung für Handwerkstechnik in Dresden 1 ergab bei 184 Umdrehungen eine Bremsleistung von 4,12 e und e Gasverbrauch von 1,06 cbm für 1 e/h.

Die Gaskraftmaschine von Wittig & Hees war stehend und sass einen Arbeits- und einen Pumpencylinder; sie wurde von der Hannov schen Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft gebaut, doch hat d den Bau seit Jahren eingestellt. Zeichnung siehe in Schöttler T. 1.

Die Anordnungen Linford's (1879) weisen zwei Kolben in ein

linder auf, deren Arbeitsräume durch Spaltschieber verbunden oder trennt werden. Näheres über die verschiedenen Gestaltungen dieser schinen siehe bei Richard T. 25.

Kirk Rider's Maschine (1880) hat Arbeitscylinder und Verdichtungs-mpe, die später schwingend angeordnet wurden. Richard T. 31.

Leo Funck (D. R. P. 125) liess zwei Kolben sich in einem Cylinder

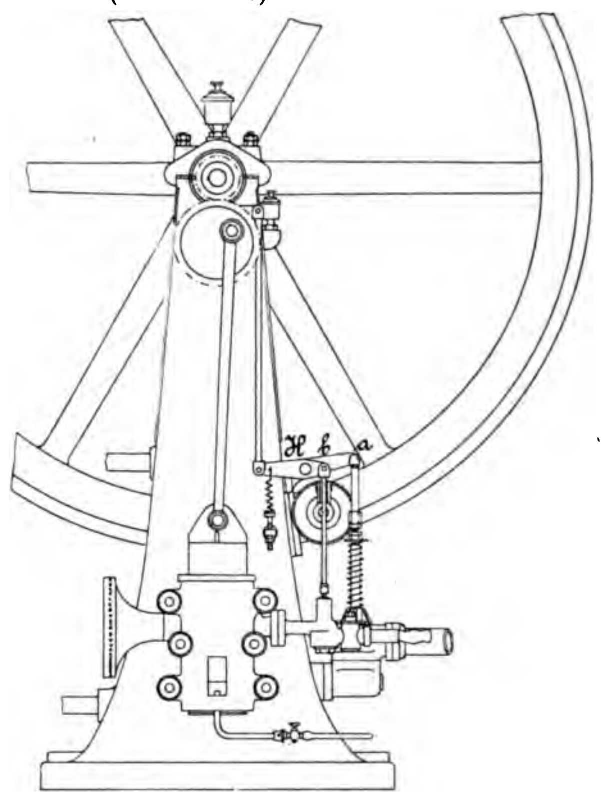


Fig. 233.

egen und zwar gleichzeitig nach den Cylinderenden und umgekehrt; ezweckte damit, die Explosion und Ausdehnung sehr rasch verlaufen lassen, um den Einfluss der Kühlung abzuschwächen. Der Gedanke ist er von mehreren Seiten wieder aufgenommen worden, ohne dass bis heute einer Umsetzung desselben in die Praxis viel bekannt geworden wäre.

Buss, Sombart & Co. in Magdeburg haben eine Reihe von Patenten Gasmaschinen genommen, von denen D. R. P. 7212, 9773 und 33774 Baue von Viertaktmaschinen verwerthet wurden. Die Fig. 232 und eigen die Anordnung der Sombart'schen Maschinen Ende der ahre; Cylinder und Maschinengestell sind zusammengegossen. Am

Ende der Kurbelwelle sitzt ein Zahnrad, das in ein zweites, doppelt so grosses, eingreift, so dass die Steuerwelle halb soviel Umdrehungen macht als die Maschinenwelle. Eine auf die Steuerwelle S aufgekeilte Daumenscheibe steuert das Austrittsventil und das Gaseinlassventil. Die Ladung und Zündung wird von einem von der Steuerwelle mittels Kurbel bewegten Schieber bewirkt. Die Daumenscheibe zeigte am Umfange eine Erhöhung und eine Vertiefung, die auf eine darüber befindliche, an einem Hebel sitzende Rolle wirken. Am Ende des Letzteren hängt eine Zugstange, die mittels eines weiteren Hebels die seitlich am Gestelle gelagerte Hilfswelle H in Schwingungen versetzt. Wird die Rolle gehoben (Fig. 233), so schwingt H nach rechts, im andern Falle nach links. Auf H sitzen nun zwei ungleich lange Arme a und b, die das Austritts- bezw. das Gaseinlassventil steuern. a wird gesenkt und öffnet den Austritt zufolge der Hebung der Rolle, während das gleichzeitige Senken von b ohne Einfluss ist. Das Senken der Rolle veranlasst die Eröffnung des Gaszutritts in folgender Weise: Am Ende von b hängt eine kleine Zugstange, deren unteres Ende um einen Zapfen z schwingt; eine Nase n greift beim Heben der Zugstange unter einen zweiarmigen Hebel, der das Einlassventil bethätigt. Der Zapfen z sitzt jedoch nicht fest am Gehäuse, sondern wird in leicht ersichtlicher Weise mittels geeigneter Hebelverbindungen von dem seitlich am Gestell angeordneten Regulator R verstellt; bei zu raschem Gange wird damit die Nase n so weit bei Seite gerückt, dass eine Oeffnung des Gasventils unterbleibt.

Die Flammenzündung wird vom Schieber bewirkt; ein langer Schusskanal führt an das untere Cylinderende.

Den Gasverbrauch gab die Fabrik zu 0,75 bis 1 cbm an; amtliche Versuchsergebnisse sind mir nicht bekannt geworden.

Die Firma Buss, Sombart & Co. ist bekanntlich an Friedr. Krupp Grusonwerk übergegangen und hat Letzteres bis heute den Bau von Gaskraftmaschinen fortgesetzt. Die liegenden Konstruktionen haben ähnlich den Körting'schen Maschinen Klasse J eine kurze, parallel zur Kurbelwelle liegende Steuerwelle oder wie die Deutzer Maschinen eine durch Schraubenräder angetriebene gekreuzt gelegte Steuerwelle. Die Steuerung erfolgt ausschliesslich durch Ventile, die Zündung durch ein gesteuertes Glührohr, die Regulierung besorgt bei kleineren Modellen ein Pendelregulator. Bemerkenswerth ist, dass der eigentliche Cylinder aus Hartguss hergestellt und besonders eingesetzt ist.

Th. Lange in Magdeburg ermittelte an einem 10pf. Krupp'schen Gasmotor folgende Werthe. Bei voller Belastung leistete der Motor 14,22 Pfst. bei einem Gasverbrauch von 494,7 l für 1 Pfst.; bei 7 Pfst. betrug der Gasverbrauch 609 l (auf 0° C und 760 mm reducirt 458 bezw. 565 l). Der Leerlauf beanspruchte 1440 l (red. 1335 l). Das Gas ergab im Junkers'schen Kalorimeter 4589 C. Diese Ziffern sind

ergl. die S. 225 genannten Versuche Köhler's) sehr günstig, umso-ehr, als der Leerlaufsverbrauch relativ hoch erscheint und das Gas arm ; ohne Leerlauf fände sich bei voller Leistung reducirt 364 l. Nimmt an, was zulässig erscheint, den mechanischen Nutzeffekt zu 0,85 an, so det sich für volle Leistung ein reducirter Gasverbrauch von 538,8 l ündlich für eine indicirte Pferdestärke, oder 2473 C. Dies entspricht nem thermischen Nutzeffekt von 25,7 %.

Frühere Versuche von Lange, welche Freytag (Zeitschr. d. V. d. J. 893 S. 1511) anführt, ergaben weniger günstige Resultate.

Zeichnungen einer stehenden Gaskraftmaschine veröffentlichte Frey-ag (a. a. O.). Der Typus der Buss-Sombart'schen Maschinen ist ier beibehalten, nur ist Ventilsteuerung, Pendelregulirung und Glührohr-ündung angewendet. Näheres über die heutige Bauweise ist nicht be-annt gemacht worden.

Der Bau dieser Motoren ist seitens Friedr. Krupp Grusonwerk letzter Zeit aufgegeben und dafür von der Firma Vereinigte Ma-chinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft ürnberg, A.-G., Werk Nürnberg übernommen worden.

Die Maschine von Dugald Clerk (1881) ist einer der hervor-agendsten Vertreter der mit besonderem Pumpcylinder versehenen Ex-losionsmaschinen. Sie scheint aus der Erwägung hervorgegangen zu sein, ass es empfehlenswerth sei, die Explosionsgase völlig aus dem Cylinder zu ntfernen, damit keine unzeitige Zündung eintrete, falls die Verbrennung och nicht völlig beendet ist. Das Spiel der Maschine ist in kurzen Zügen folgendes: Die Kurbel des Pumpenkolbens oder Verdrängers (dis-placer) eilt der Arbeitskurbel um 90° vor; in Fig. 234 sind die bekannten Kolbendiagramme beider Kolben skizzirt. Betrachten wir zunächst den Verdränger, der ebenso wie der Arbeitskolben nur einfach wirkend ist. Während der ersten Hälfte des Einganges (a b) wird Gasgemisch angesaugt, während b c dagegen nur Luft, so dass im Punkte c die innere Cylinder-hälfte Gemisch, die äussere nur Luft enthält, wobei an eine verhältniss-mässig scharfe Trennung beider gedacht wird. Beim Rückgange des Ver-drängers wird natürlich die Luft zuerst nach dem Arbeitscylinder geschoben und treibt hierbei aus letzterem die Explosionsgase aus; schliesslich wird das Gemisch hinübergeschoben und theilweise verdichtet. Mittlerweile geht im Arbeitscylinder folgendes vor: Während der zweiten Hälfte des Ausganges (a b) wird das Gemisch in den Raum C hinein verdichtet; m todten Punkte (b) findet Zündung statt und alsdann Ausdehnung auf dem Wege b c d. Etwa bei 0,8 des Hubes (Punkt o) legt der Kolben Austrittsöffnungen frei, so dass die Abgase von der frischen Luft aus dem Verdrängercylinder durch diese Oeffnungen entfernt werden. Diesen Vor-gang deutet die Kurve c d an. Die Ausströmung wird bei 0,2 des Kolben-ausganges wieder geschlossen, und von da an findet Verdichtung des vom

Verdränger gelieferten Gasgemisches statt; bis e betheiligen sich an die Verdichtung beide Kolben, von a bis b verdichtet dann, wie schon ob erwähnt, der Arbeitskolben allein.

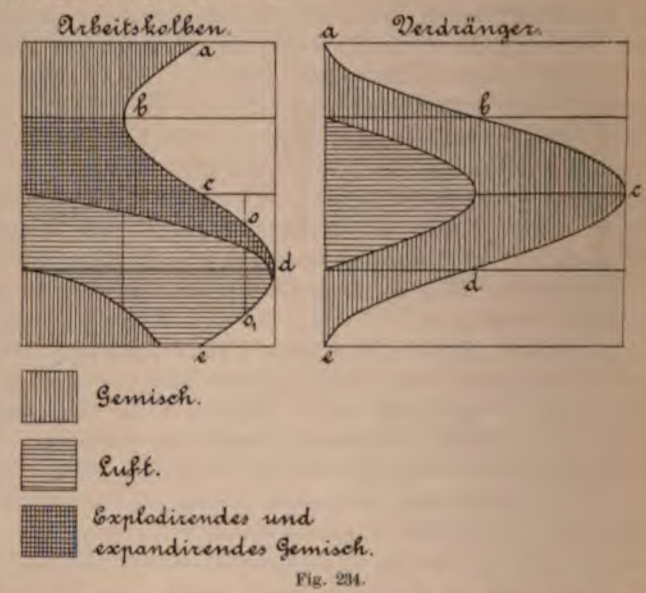


Fig. 234.

Eine schärfere Darlegung der Vorgänge ist nach den veröffentlicht Unterlagen nicht möglich.

Die Fig. 235 bis 238 stellen die Maschine dar. B ist die Pump

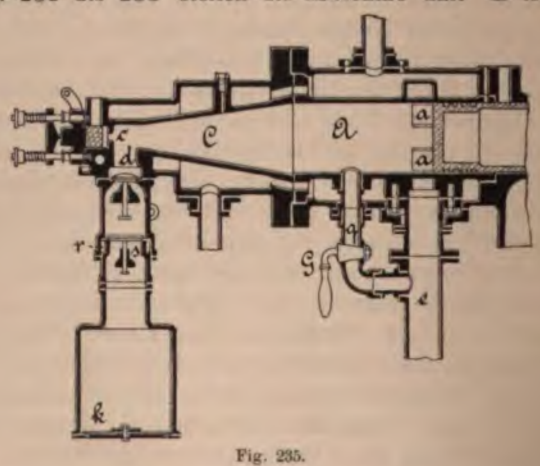


Fig. 235.

A der Arbeitscylinder. Die Steuerung des Einlasses und die Zündung durch den Schieber S vermittelt. Das Gas tritt durch das Rohr g he

gelangt durch die Muschel m des Schiebers (bei der gezeichneten ng des letzteren) in das Rohr g′, von wo aus es dem Ringraum r des

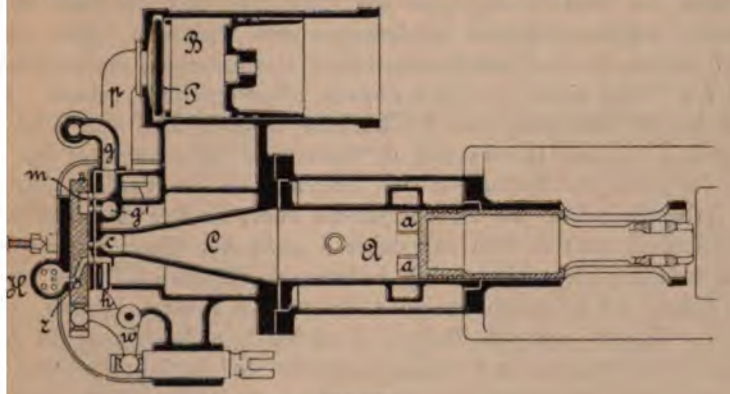


Fig. 236.

ls s zugeführt wird. Aus diesem Raume führen kleine Bohrungen in Ventilsitz. Sobald nun der Verdränger nach innen geht, saugt er

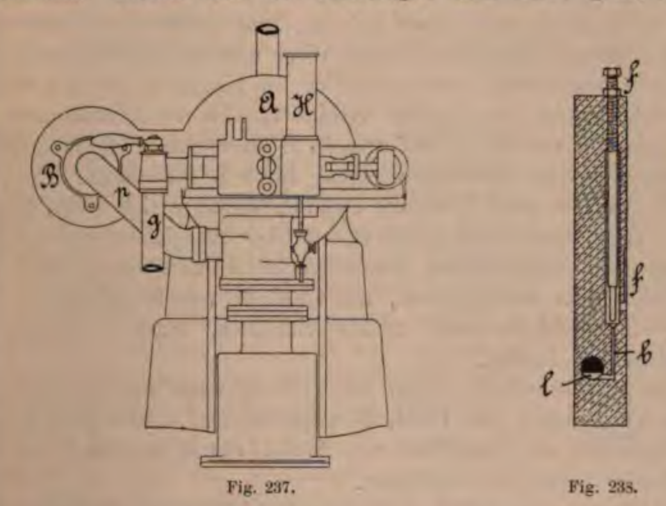


Fig. 237.

Fig. 238.

das Rohr p, das oberhalb s mündet; dadurch wird s gehoben und durch das Klappenventil k in den Saugtopf getretene Luft gelangt s und p nach dem Pumpcylinder. Sobald sich nun aber s hebt, n auch die im Ventilsitze mündenden Bohrungen freigelegt; es daher gleichzeitig Gas herbei und gelangt mit der Luft gemischt Pumpe. Der Gaszutritt hält so lange an, als die Stellung des bers die Verbindung g m g′ offen hält. Während des zweiten Theiles

des Eingangs des Verdrängers ist diese Verbindung unterbrochen, daher hierbei auch nur Luft gesaugt werden kann. Damit beim Eintritte in den Cylinder die Wirbelbewegungen des Gemisches und der Luft möglichst beseitigt werden und eine möglichst scharfe Trennung beider Gasarten erzielt werde, ist eine kreisförmige Platte P angeordnet, die zwischen sich und der Wand einen genügend grossen Ringquerschnitt belässt. Bei der Umkehr der Bewegung des Verdrängers schliesst sich das selbstthätige Saugventil s, das Druckventil d öffnet sich und gestattet den Uebertritt der gesaugten Ladung in den langen konischen Verdichtungsraum C des Arbeitscylinders. Im Arbeitscylinder findet in dem Augenblicke noch Ausdehnung statt: es wird sich daher d nicht eher öffnen können, als die Pumpenladung nicht bis zu dem betreffenden Expansionsdrucke verdichtet ist. Sobald der Arbeitskolben die Oeffnungen a freilegt, beginnt der Austritt der Abgase nach dem Rohr e. Nachdem beim Rückgange des Arbeitskolbens die Oeffnungen a verschlossen worden sind, beginnt die Verdichtung; ist der Kolben im todten Punkte angelangt, so erfolgt die Zündung durch eine Flamme. Zu dem Zwecke ist im Schieber eine Zündkammer z von etwas verwickelter Gestalt vorgesehen. Die Kammer z steht mit einem senkrecht gelegenen Kanale l in Verbindung, von welchem eine feine Bohrung b (Fig. 238) nach einer auf der Innenfläche des Schiebers vorgesehenen Furche f führt; auf diesem Wege wird die Füllung der Kammer z vom Verdichtungsraume aus ermöglicht. Im Kanale l liegt ein Gitter, das ein Zurückschlagen der Flamme verhindert. Ist die Zündkammer gefüllt, so wird dieselbe vor die im Schornstein H brennende Flamme geführt und entzündet, wobei die Verbrennungsgase durch h entweichen. Der Schieber kehrt zurück; ehe aber z mit der Cylinderöffnung c sich deckt, gelangt die Furche f vor c, und es erfolgt die nothwendige Ausgleichung der Spannung. Die Grösse des Zuflusses des Gemisches kann durch einen die Bohrung b verengenden oder erweiternden, mit Gewinde versehenen Stift t geregelt werden. Der Schieber wird mittels Excenter, unter Einschaltung des Winkelhebels w bewegt.

Vom Arbeitscylinder führt ein Rohr q nach dem Austrittsrohre e; dasselbe kann durch den Hahn G abgeschlossen werden und dient dazu, beim Andrehen der Maschine von Hand durch Oeffnung von G den Verdichtungsvorgang zu beseitigen.

Die Regulierung wird durch einen kleinen Gitterschieber bewirkt, welcher im Rohre g angeordnet ist und vom Zündschieber bewegt und durch eine Feder wieder zurückgezogen wird; bei zu raschem Gange sperrt ein kleiner Centrifugalregulator durch ein entsprechendes Gestänge diesen Schieber, so dass er geschlossen bleibt und kein Gas eintreten kann. Näheres siehe Clerk, Gas and oil engine S. 203.

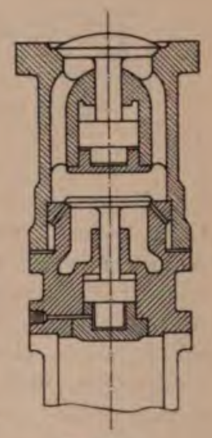
In Fig. 239 ist [illegible] ntil s und das Druckventil d in grösserem Massst[illegible] ist ersichtlich, dass beide Ventile mit

ıftpuffern (quieting pistons) versehen sind. Das Saugventil schliesst :h durch sein Eigengewicht, das Druckventil hat jedoch noch eine (nicht zeichnete) Feder.

Mit diesen Maschinen sind ausgedehnte Versuche angestellt worden, ren Ergebnisse folgende Tabelle zusammenfasst.

Nom. Leistung in Pferdest.		2	4	6	8	12
Durchmesser des Arbeitskolbens	mm	127	152	178	203	229
Hub " "	"	203	254	305	406	508
Durchmesser des Verdrängers	"	152	178	190	254	254
Hub " "	"	229	279	305	320	508
Minutliche Umdrehungszahl		212	190	146	142	132
Mittl. Druck im Arbeitscylinder	at	3,03	4,49	3,74	4,24	4,55
Indicirte Leistung	Pfst.	3,67	8,80	9,18	17,62	27,84
Effektive "	"	2,73	5,71	7,33	13,88	23,54
Gas pro ind. Pfst. stündlich	l	832	676	679	585	569
" " eff. " "	"	1117	1042	850	742	674
Explosionsüberdruck	at	10,9	16,6	13,7	13,7	16,7
Kompressionsüberdruck	"	2,7	3,9	3,4	3,4	4,0
Gas beim Leerlauf stündlich	l	1132	1641	1613	1981	2547

Diese Versuche wurden 1885 in den Crown Iron Vorks in Glasgow gemacht. Die vom Verdränger in en Arbeitscylinder geschobene Ladung enthält 8 Voumtheile Luft auf 1 Theil Gas. Durch die Mischıng mit Verbrennungsrückständen und die hierdurch owie durch Berührung mit den heissen Cylinderwänden entstehende Temperaturerhöhung und Auslehnung ändert sich dies Verhältniss auf schätzungsweise 10 : 1. Die Temperatur bei Beginn der Kompression beziffert Clerk auf mindestens 100° C.


Fig. 239.

Die Fig. 240 und 241 geben Diagramme des Arbeitscylinders und des Verdrängers einer 6 pf. Maschine. Diese Maschine hatte 178 mm Bohrung und 305 mm Hub und lief mit n = 146. Im Uebrigen siehe obige Tabelle.

Clerk studirte an seinen Maschinen auch die oben S. 234 erwähnte Zündung ohne besondere Zündvorrichtung. Zu dem Zwecke schraubte er in den Kolben axial einen Schraubstift ein, dessen Kopf bis etwa in die Mitte des Kompressionsraumes reichte. Nachdem die Maschine etwa 15 Minuten mit normaler Schieberzündung gelaufen

war, löschte er die Flamme aus, und die Maschine lief nun regelmä weiter. Es fand sich, dass der Schraubstift rothglühend war (Cl S. 423).

Die Clerk'schen Maschinen wurden von L. Sterne & Co. Glasgow gebaut, dürften aber heute verlassen sein.

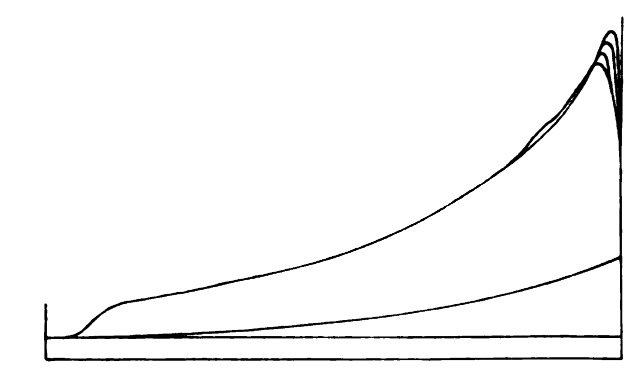


Fig. 240.

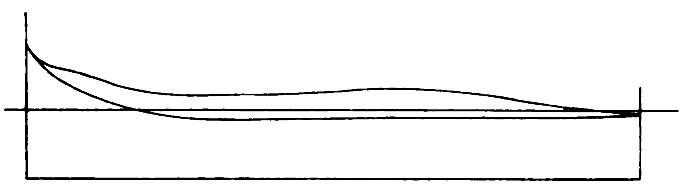


Fig. 241.

W. Siemens liess sich 1881 eine beachtenswerthe Maschine pa tiren, welche zweicylindrig ist; die als Differentialkolben geba Kolben arbeiten unter 180° auf die Welle. Zwischen beiden Cylin ist der Steuertheil, ein umlaufender, hohler Kolbenschieber angeordnet. untere (kleinere) Kolbenseite saugt Gas und Luft an, verdichtet sie schiebt sie in einen Behälter. Von hier treten die Gase auf die o Kolbenseite, wobei sie einen von den Abgasen erwärmten Regene durchstreichen und dessen Wärme aufnehmen. Unmittelbar hinter Regenerator findet die Zündung statt. Um arme Gase verwenden können, lässt Siemens hier Petroleum eintreten (bei jedem Spiele trop weise), das sich an einem elektrischen Funken oder an einem elektr glühend gemachten Draht entzündet und damit die ganze Ladung Explosion bringt. Gegen die Verwendung der Regeneratoren bei G maschinen spricht der Umstand, dass dadurch die Temperaturen, de

hädlichen Einfluss man durch Kühlung begleichen muss, unnöthig er-
ht werden. Eine gute Zeichnung siehe Richard, T. 35.

Worsam (1882) arbeitet wie Clerk, nur sitzen Pumpen- und Arbeits-
lben auf einer Stange; Richard, T. 46.

Die Maschine von C. Beissel (1882) ist im Princip mit der von
lerk gleich. Die Pumpe ist jedoch doppelt wirkend, und zwar dient
eine Kolbenseite zum Ansaugen, Verdichten und Hinüberschieben der
dung, während die andere nur Luft saugt, verdichtet und in einen
ischenbehälter schiebt. Sobald der Arbeitskolben, ganz wie bei Clerk,
Austrittsöffnungen bloslegt, tritt eine gewisse Luftmenge aus dem
ischenbehälter herbei und fegt die Ladung hinaus, worauf das Gemisch
tritt. Zur Steuerung dienen selbstthätige Ventile, zur Zündung ein
hieber. Zeichnung Richard T. 44. Eine namhafte Maschinenbau-
stalt Deutschlands beschäftigte sich mit der Maschine, doch ist die
gelegenheit nicht über den Versuchszustand hinaus gediehen.

Beachtung verdienen weiter die Maschinen von N. de Kabath (1883),
Differentialkolben besitzen. Sie sind Schnellläufer, dienen mithin
wiegend Beleuchtungszwecken und können daher hier übergangen
rden. Richard berichtet ausführlich über dieselben (T. 51.)

Maxim's Maschine (1883) ist in Fig. 242 im Gerippe gezeichnet.
ne von einem Daumen der Maschinenwelle betriebene Pumpe saugt
Ladung an und befördert sie
sch in den Verdichtungsraum
s Arbeitscylinders A. Die Zün-
ng erfolgt im todten Punkte,
d K geht, von den sich aus-
hnenden Gasen getrieben, nach
sen. Vor Hubende öffnet eine
Kreuzkopf befindliche Knagge
Austrittsventil v. Die Innen-
e des Kolbens hat nun wäh-
d des Eingangs die im Behälter
befindliche Luft auf etwa 1,33 at verdichtet. Kurz nach Eröffnung
Austritts legt der Kolben die Oeffnungen o in der Cylinderwand
s, die verdichtete Luft aus B tritt ein, treibt die Abgase rasch hinaus
d füllt den ganzen Cylinder an. Beim Kolbeneingange wird diese Luft
rdichtet, während auf der Innenseite durch die Klappen p des Cylinder-
ckels frische Luft angesaugt wird. Diese Art der Reinigung des Arbeits-
linders ist bemerkenswerth. Näheres siehe bei Richard T. 48.

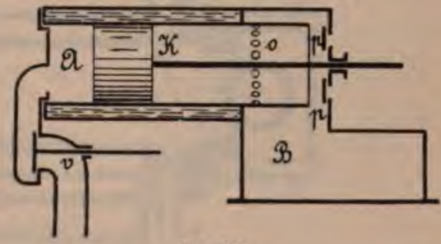


Fig. 242.

Lenoir hat sich in neuerer Zeit gleichfalls wieder mit Gasmaschinen
eschäftigt und zwar mit Kompressionsmaschinen (etwa seit 1883). Witz
erichtet (S. 216, 260) über die Maschine; es ist ersichtlich, dass für

Cylinder und Verdichtungsraum statt der Wasserkühlung Rippen den Zweck der Kühlung verwendet werden. Der Schieber ist vermi (während Richard S. 338 den Schieber der neuen Lenoir's Maschine beschreibt!) und elektrische Zündung benutzt, die Zünder si sehr geschützt, namentlich gelangt kein Oel an dieselben. Witz n die Neuerung sehr geschickt, die Explosion in einer Kammer eintr zu lassen, die durch keinen Wassermantel gekühlt ist und in wel

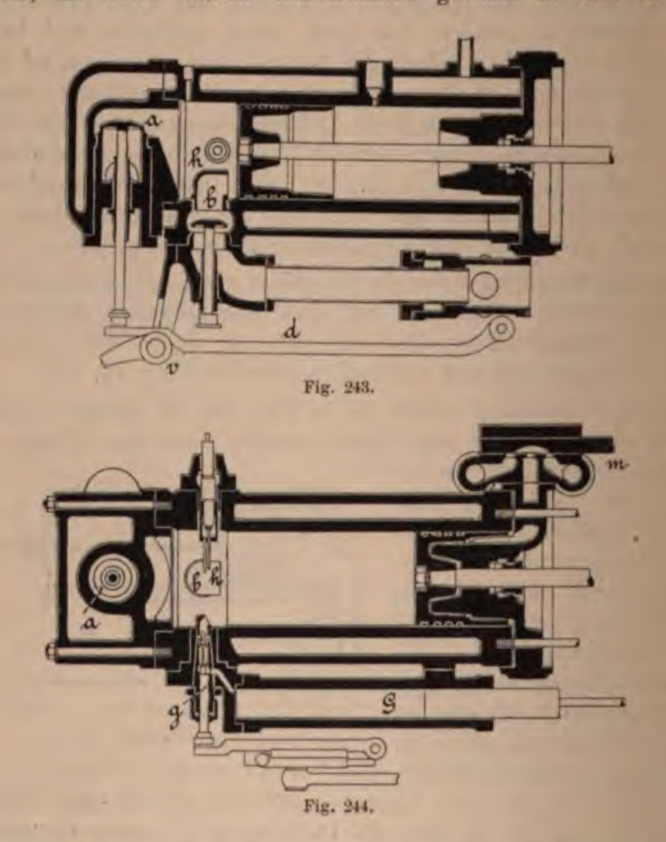


Fig. 243.

Fig. 244.

man hohe Temperaturen verwenden könne, da der Kolben nicht in selbe gelangt. Ein Diagramm ist unserer Quelle beigegeben; die V dichtungsspannung beläuft sich auf 4,8 at, die Explosionsspannung trägt 16,1 at. Der verstorbene Tresca untersuchte 1885 eine sol Maschine von 2 e. Der Cylinder hatte 140 mm Bohrung, 280 mm H die Maschine lief mit 180 Umdrehungen. Der Gasverbrauch bet 0,655 cbm für die e/h. Neuere Mittheilungen siehe Schöttler II. A S. 128.

Seraine (1884) benutzte einen Differentialkolben, dessen kleinere re Seite die Ladung ansaugt, verdichtet und alsdann durch Vermittg eines Schiebers der Arbeitsseite des Kolbens zuführt. Die Entzünıg bewirkt der Schieber mittels einer Flamme. Nach Witz (S. 30) soll Maschine nur 0,6 cbm Gas verbraucht haben (?). Richard giebt 255 die Zeichnung einer Maschine von 6 mkg (s. a. Schöttler Aufl. S. 161).

Die Gaskraftmaschine von Benz (1884) arbeitet nach dem Zweitakt, ebt mithin eine grössere Gleichförmigkeit des Ganges an. Die Fig. 243 d 244 geben zwei Schnitte des Cylinders, aus denen das Wesentliche · Anordnung erkenntlich ist. Die Vorderseite des Arbeitskolbens wirkt Luftpumpe, deren Steuerung der Schieber m besorgt. Beim Kolbengange wird Luft angesaugt und beim Eingange desselben verdichtet in das als Behälter dienende hohle Maschinenbett gedrückt. Zu ;inn der Austrittsperiode öffnen sich gleichzeitig die beiden Ventile nd b; durch a treten die Abgase aus, durch b dagegen tritt, zufolge angebrachten Haube h gegen den lben gelenkt, aus dem Behälter Press- herbei, reinigt den Cylinder und lt ihn mit Luft. Selbstverständlich ın wegen der im Cylinder herrschenden ıeren Spannung die Gasladung nicht ;esaugt werden, sondern muss verhtet in den Cylinder gedrückt werden. dem Zwecke ist die Gaspumpe G handen, deren Kolben sich mit dem ›eitskolben bewegt; durch das Ventil ritt das Gas in den Arbeitscylinder. ses Ventil ist in Fig. 245 in grösserem sstabe gezeichnet; die Ventilstange selben ist unten auf den Ventildurchsser verstärkt, so dass es durch die Kompression des Gases nicht öffnet wird, sondern gesteuert werden muss. Die Bauart der Maıine ist die der Deutzer Firma. Der Schieber m wird von einem center bewegt, am andern Kurbelwellenende sitzt ein zweites Exter, das das Gasventil g gesteuert. Am Körper des letzteren enters ist noch ein Zapfen angebracht, der mittels einer Schubstange Ventilhebelwelle v in Schwingungen versetzt; ein auf dieser aufilter Daumen hebt zu geeigneter Zeit den Hebel d und öffnet damit Ventile a und b. Benz verwendet eine elektrische Zündung; eine e vom Schwungrade bewegte Dynamomaschine erzeugt einen Strom, durch einen Induktionsapparat in einen hochgespannten verwandelt . Für gewöhnlich sind die Pole der Induktionsspule kurz geschlossen;

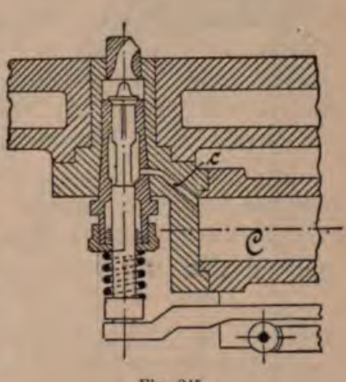


Fig. 245.

sobald die Zündung erfolgen soll, wird dieser Schluss aufgehoben, und es springen zwischen zwei Platinspitzen Funken über, welche die Zündung bewirken. Diese Einrichtung ist in den Fig. 246 u. 247 näher dargestellt. Der durch eine Porcellanhülse eingeführte positive Draht endigt im Stift q, während der negative Pol r mit dem Cylinder verbunden ist. Mit der

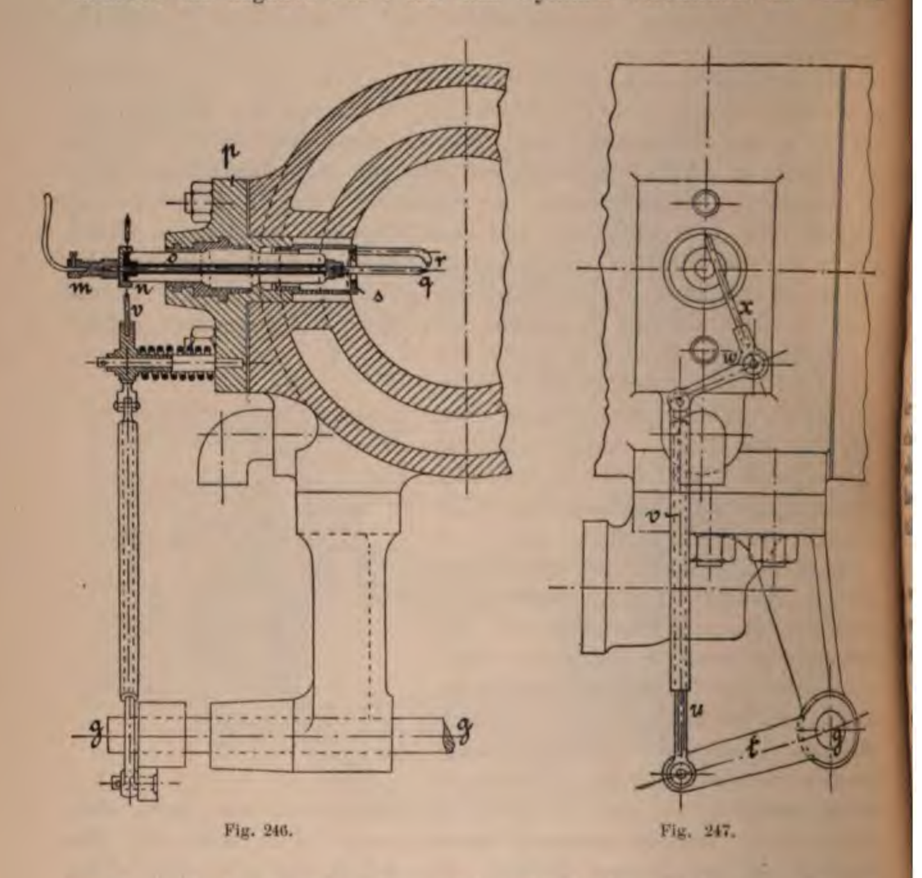


Fig. 246. Fig. 247.

Welle g schwingt der Hebel t, welcher durch eine teleskopartige Stange v den Winkhebel w mit dem Draht x im Moment der Zündung bewegt. Für gewöhnlich bildet x den Kurzschluss; wird x abgehoben, so springen die Funken zwischen q und r über und entzünden die Ladung. Die Regulierung des Gasverbrauchs entsprechend der Leistung wird durch Veränderung des Gaszuflusses bewirkt; zu diesem Zwecke ist in die Leitung ein Ventil eingeschaltet, das durch den Regulator mehr oder weniger geöffnet wird. Ueber die Regulierung war weiteres nicht in Erfahrung zu bringen. Siehe auch Elektrotechnischer Anzeiger 1885 No. 19, Witz

220 und Schröter's Vorträge. Neuere Mittheilungen waren nicht erlangen.

Mit einer 4pf. Maschine dieses Systems wurden 1886 auf der Ausllung für das Kleingewerbe in Karlsruhe Versuche angestellt, welche lgendes Ergebniss lieferten:

Versuchsdauer	Mittlere Umdrehungszahl	Bremsleistung in Pfst.	Gasverbrauch in l	
			stündlich	pro Pfst. stündl.
30	140,5	0	2402	—
40	161,1	2,69	3255	1209
40	152,6	5,61	3966	707

Die Kompressionsspannung betrug 3 at, der Explosionsdruck 10 at, r Expansionsenddruck 2 at absolut. Von allen untersuchten Mahinen hatte diese bei voller Leistung den niedrigsten Gasverbrauch, loch den höchsten Leerlaufverbrauch, was sich durch die Art der gulierung (Gasdrosselung) und den mechanischen Wirkungsgrad erären lässt.

Einen sehr sorgfältig durchgebildeten, interessante Einzelheiten aufisenden Gasmotor nach der Konstruktion von Delamare-Deboutteville d Malandin hatten Heilmann Ducommun & Co. 1888 in Münen ausgestellt (auch von Thomas Powell in Rouen gebaut).

Die in den Fig. 248 und 249 dargestellte Maschine hat Schiebereuerung und elektrische Zündung; letztere — eine Batteriezündung — rbeitet so, dass die Funken nicht im Cylinder selbst, sondern in einer esonderen Kammer a, welche rechtzeitig durch den Kanal c des Schiebers b it dem Cylinder verbunden wird, ununterbrochen überspringen. Die legulierung der oben dargestellten Maschine beruht auf der Wirkung eines uftpuffers. Ueber einen kleinen feststehenden Kolben e verschiebt sich er am Schieber b angehängte Cylinder d, welcher seitlich einen weiteren leinen Cylinder trägt, in welchem ein federbelasteter Kolben g spielt. ei dem Spiel von d wird durch Oeffnungen, welche durch eine Schraube h instellbar sind, Luft eingesogen und unter geringer Kompression wieder usgestossen; zufolge dieser Kompression wird auch Kolben g, welcher egebenenfalls mit der Schneide i auf das Gasventil k wirkt, bewegt. Mit achsender Geschwindigkeit der Maschine nimmt auch diese Kompression u, die Bewegung des Kolbens g vergrössert sich und die Schneide i verehlt das Gasventil.

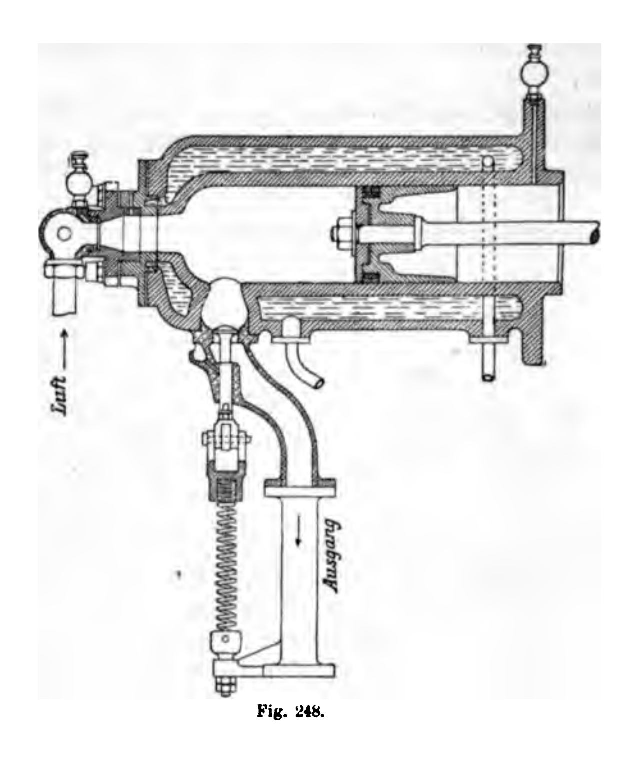


Fig. 248.

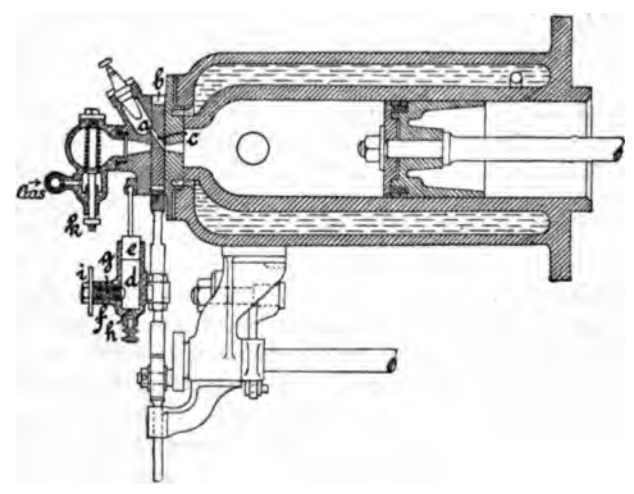


Fig. 249.

Die in München ausgestellte Maschine hatte einen Pendelregulator, elchen die Fig. 250 und 251 verdeutlichen.

Vom Schieber B aus wird ein Arm d bewegt, an dessen Zapfen f ne Klinke e g drehbar angebracht ist; das Pendel i l ist mit etwas Spiel m aufgehängt und wird von der Klinke angestossen und so in Schwing-

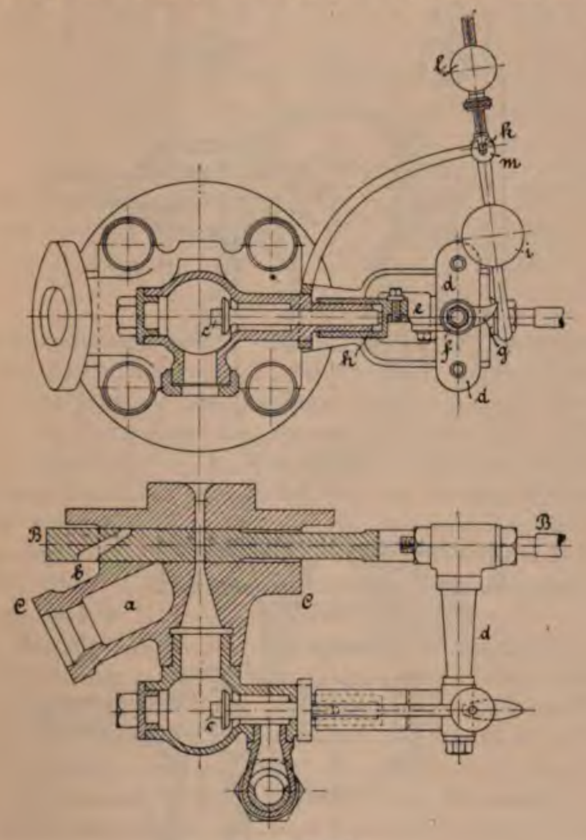


Fig. 250 u. 251.

igen versetzt. In der gezeichneten Lage stösst die Nase e das Gas-ntil auf; bei zu raschem Gange wird die Klinke g nicht mehr vom ndel erfasst und die Nase e verfehlt, weil schwerer als die Klinke g sgeführt, den Anschlag h' am Gasventil. Die Vorrichtung arbeitete lellos.

Eine gute Anlassvorrichtung, wie sie diese Maschinen haben, zeigen Fig. 252 und 253.

Hiernach steht der Raum a vor dem Gasventil durch ein absperrbares

Rohr in Verbindung mit der Zündkammer c. Der Hahn d ist m konstruirt, dass ausser dem Gas auch durch eine seitliche Bohrung zur Zündkammer tritt, wenn er offen ist. Man dreht beim An bei offenem Hahn und ausgeschalteter Zündbatterie bis Hubmitte

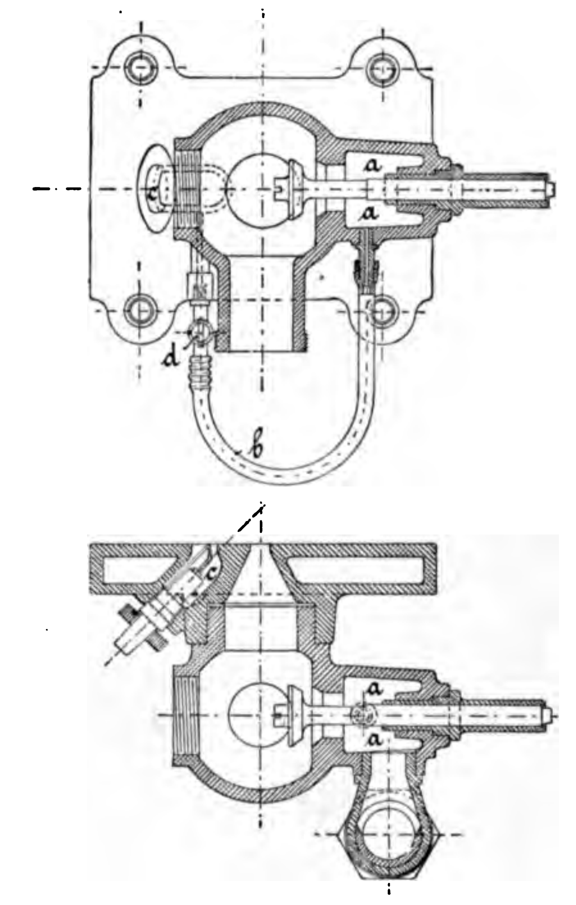


Fig. 252 u. 253.

schliesst den Hahn, dreht etwas zurück und komprimirt so die a saugte Ladung; rückt man nun die Zündbatterie ein, so erfolgt Explosion und die Maschine läuft an.

Witz hat mit einer derartigen Maschine von 200 mm Durchm und 400 mm Hub und 160 Umdrehungen einige Versuche anges welche die folgende Tabelle in den Ergebnissen darlegt.

	Versuchsdauer in Minuten	Umdrehungen	Gasverbrauch in Liter	Leistung in Pfst.		Gasverbrauch für 1 Pfst. stündl. in Litern	
				indicirt	gebremst	wirklich	red. auf 0° u. 760 mm
			Leuchtgas der Stadt Rouen				
1	45	152,1	1670	—	0	∞	∞
2	60	154,4	4190	7,39	6,79	617	602
3	120	161,2	10130	9,10	8,79	577	562
4	60	157,4	5580	—	9,41	593	579
			Dowson-Gas				
1	120	163,9	36360	8,10	7,22	2518	2459
2	30	158,7	6040	—	3,66	3300	3208
3	30	159,1	7498	—	5,33	2813	2734

Der Barometerstand betrug 766 bis 769 mm, die Gastemperatur 9 bis) °, die Kühlwassertemperatur 57 bis 78 °, der Oelverbrauch stündlich ;0 g, die Gasspannung bei Leuchtgas 20 mm Wasser, bei Dowson-as 55 mm, die Temperatur der Abgase 350 bezw. 400 °. Das Leucht-s hatte pro cbm 5400 W. E., das Dowson-Gas ein Viertel hiervon.

Der Gasverbrauch ist sehr gering, was mit der angewendeten starken ompression zusammenhängt (bis 4,6 at); zu dem Zwecke beträgt der ompessionsraum 4,073 l bei Leuchtgas und 3,221 l bei Dowson-Gas, h. 32,4 % bezw. 25,6 % des Hubvolumens, also wesentlich weniger bei gleich grossen Otto'schen Maschinen.

Diese Maschine zählte zu den besten der Münchener Ausstellung. ehnliche Vollendung zeigte die ebenda ausgestellte Maschine der Biele-l der Nähmaschinenfabrik Dürkopp & Co. Wie die Fig. 254 und 5 zeigen, haben wir es hier mit einer stehenden Maschine zu thun, welche rch die Anordnung einer stehenden Steuerwelle und eines Centrifugal-gulators bemerkenswerth ist. Während das Einlass-(Misch-)Ventil a d das Auslassventil b von der Nockenscheibe e gesteuert werden, wird er Zünder d von der Scheibe m, das Gasventil vom Nocken o bewegt. er mit Innenverzahnung angetriebene Regulator macht dreimal soviel ouren als die Steuerwelle und verschiebt den Nocken o. Das Austritts-entil ist mit einem Entlastungskegel versehen. Die Firma hat den Bau on Gaskraftmaschinen späterhin aufgegeben.

Die Werkzeugmaschinenfabrik Union (vorm. Diehl) in Chem-itz hattein München einen recht bemerkenswerthen 2pf. Gasmotor mit entilsteuerung ausgestellt, hat aber den Bau solcher Maschinen gleichfalls ufgegeben. Gute Zeichnungen und Beschreibung siehe Zeitschr. d. Ver. er Ing. 1888 S. 1095.

Schluss desselben bewirkt eine Spiralfeder f. Das Misch-(Einlass-)Ventil g ist selbstthätig; die Luft tritt von oben zu, das Gas tritt in den Ringraum h, von wo es durch geeignete Vorrichtungen fein vertheilt der an-

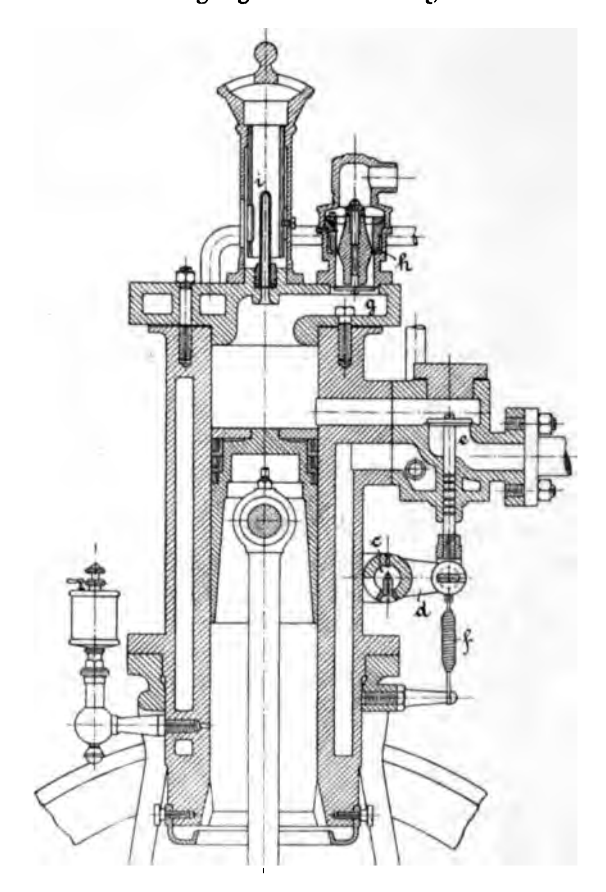


Fig. 256.

gesaugten Luft beigemengt wird. In der Mitte des Cylinderdeckels ist das selbstthätige Glührohr i angeordnet.

Interessant ist die Regulierung, mittels welcher das in der Gaszuleitung zwischen Gashahn k und Mischventil angebrachte Gasventil bethätigt wird. Auf der schwingenden Welle c sitzt zu dem Zwecke eine doppelte Daumenscheibe l, welche an Umfang einen Nocken m und auf der Stirnfläche einen eigenartig geformten Nocken n trägt. Die Abmessungen der Steuerung sind nun so gewählt, dass die etwa mittleren zwei Drittel der Schwingung von b beim Aufgang der Ansaugeperiode,

Niedergang der Expansionsperiode, das obere Sechstel der Kompres-
-, das untere Sechstel dagegen der Austrittsperiode entsprechen.
ls des doppelarmigen Hebels o p und des Daumens m unter Ver-
ung des Stiftes q wird nun während der Saugperiode das Gasventil
net. Der untere Theil p des Gashebels ist aber als Pendel so aus-
det, dass er senkrecht zur Ebene der Fig. 256 schwingen kann und

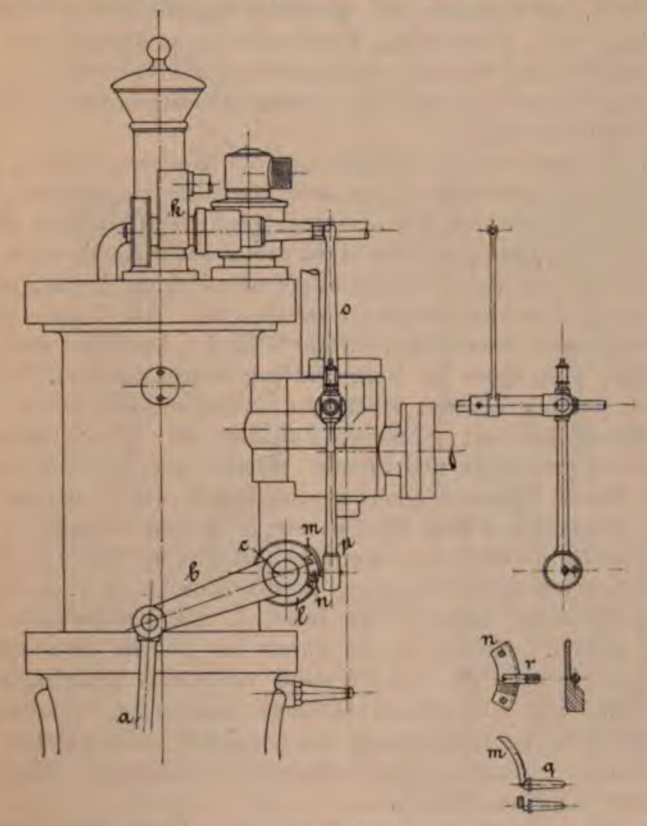


Fig. 257.

Schwingungen dienen zur Regulierung. Zu dem Zweck sitzt im
ren Ende von p ausser dem kurzen Stifte q noch ein längerer Stift r,
her in Verbindung mit Nocken n den Pendelausschlag herbeiführt.
wingt nun b nach oben, so öffnet bei normalem Gange m das Gas-
il; beim Niedergange von b gleitet der kurze Sift q zufolge seiner
rung durch eine am Nocken m vorgesehene Nuth seitlich am Nocken m
ei, so dass eine abermalige Ventileröffnung vermieden wird. Nahe
untersten Stellung von b kommt nun der Vorsprung am Nocken n

(siehe dessen Profil) mit dem langen Stifte r in Verbindung und es erhält hierdurch das Pendel p einen Impuls, so dass es ausschwingt und bei normalem Gange des Motors wieder so zurückkehrt, dass bei Beginn des Saughubes der Nocken m das Gasventil öffnet. Geht die Maschine zu rasch, so ist der dem Pendel p ertheilte Impuls kräftiger und es ist zu Beginn des Saughubes dasselbe noch nicht in die normale Stellung zurückgekehrt, so dass der Stift q seitlich am Nocken m vorbeigleitet, eine Füllung somit unterbleibt. Das Pendel p ist übrigens als Winkelhebel ausgebildet und trägt auf dem horizontalen Arm ein kleines Gewicht, durch dessen Verstellung sich die normale Umdrehungszahl in gewissen Grenzen verändern lässt.

Auf die zweckmässige Schmierung des Kolbens, welche aus den Figuren deutlich erkennbar ist, sei noch besonders hingewiesen.

Die Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Nürnberg hatte auf der Nürnberger Ausstellung 1896 einen Motor neuer Konstruktion System Lutzky ausgestellt, welcher gleichfalls Ventilsteuerung besass, jedoch mit einem geeigneten Centrifugalregulator versehen war. Alle Ventile waren gesteuert, die Zündung vermittelte ein offenes Glührohr. Der Motor war sorgfältig durchgebildet und ergab bei einer Prüfung durch die Prof. Kapeller und Bock folgende Werthe: Minutliche Umdrehungszahl 209,2; Kolbengeschwindigkeit 2,51 m; gebremste Leistung 17,1 Pfst.; Gasverbrauch per effektive Pferdestärke und Stunde, reducirt auf 760 mm und 0° C 466,3 l. Dieses Ergebniss gehört zu den besten, welche erreicht wurden. Genannte Firma baute diese Motoren nur in einigen Grössen.

Die Gasmotoren der Dresdener Gasmotorenfabrik vorm. M. Hille in Dresden werden, wie Freytag in der Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895 S. 280 und ebenda 1898 S. 344 berichtet, mit Schieber- oder Ventilsteuerung gebaut. Ersterer Typus ähnelt im Princip ganz dem alten Deutzer Modell, nur dass das Gasventil von einem Pendelregulator bethätigt wird. Die mit offenem Glührohr arbeitenden Ventilmaschinen haden gleichfalls Pendelregulierung, die principiell mit der später bei den Petroleummotoren dieser Firma erläuterten Einrichtung übereinstimmt. Näheres war nicht zu erfahren.

Von anderen neueren Konstruktionen von Gaskraftmaschinen seien erwähnt diejenige von der Maschinenfabrik Balduin Bechstein in Altenburg (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895 S. 37), der Société française des moteurs Crébessac in Paris (ebenda S. 429), der neueren Lenoir-Motoren, gebaut von Jules Deneffe & Co., Lüttich (ebenda S. 430), der Berlin-Anhaltischen-Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft (ebenda S. 421), welche aber den Motorenbau wohl aufgegeben hat, von A. Borsig, Berlin (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897 S. 423), der Schweiz. Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur (ebenda S. 586), von F. Martini, Frauenfeld (ebenda S. 669), von F. Saurers

öhne, Arbon (ebd. S. 670), von A. Schmid, Zürich (ebd. S. 674), der Motoren-abrik Werdau, A.-G. (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1898 S. 314) und von der Iaschinenfabrik Chn. Mansfeld in Leipzig-Reudnitz (ebenda S. 345).

Die Bemühungen, den verhältnissmässig sehr hohen Druck, welchen lie Verbrennungsprodukte beim Eröffnen des Auslassorganes noch besitzen, uszunutzen, haben mancherlei interessante Konstruktionen veranlasst. Der Gedanke einer Compoundwirkung hat wegen der Abkühlung beim

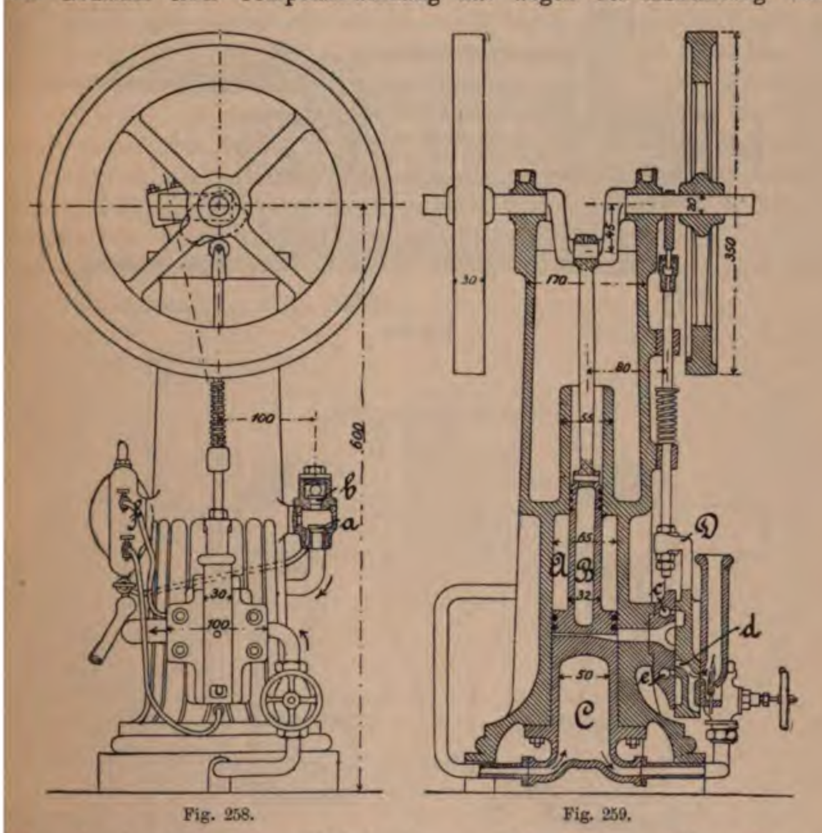


Fig. 258. Fig. 259.

ebertritt in den zweiten Cylinder kaum zu Resultaten geführt, dagegen at das Bestreben, das Verdichtungsvolumen kleiner als das Ausdehnungs-olumen zu machen, in anderer Form konstruktiv Erfolg gehabt. Diese onstruktionen sind ausländischen Ursprungs und scheinen in Deutsch-and fast nicht beachtet worden zu sein; meist sind es einfachwirkende Iaschinen, welche vor den halbwirkenden Viertaktmaschinen noch den orzug grösserer Gleichförmigkeit haben würden.

Die 1884 aufgetretene Maschine von Seraine, welche in den Fig. 58 und 259 abgebildet ist, hat zu vorgenanntem Zwecke einen Differential-

kolben B, welcher beim Niedergange die Ladung in den Ringraum A saugt, sie beim Aufgange komprimirt und in den Behälter C drückt, vo

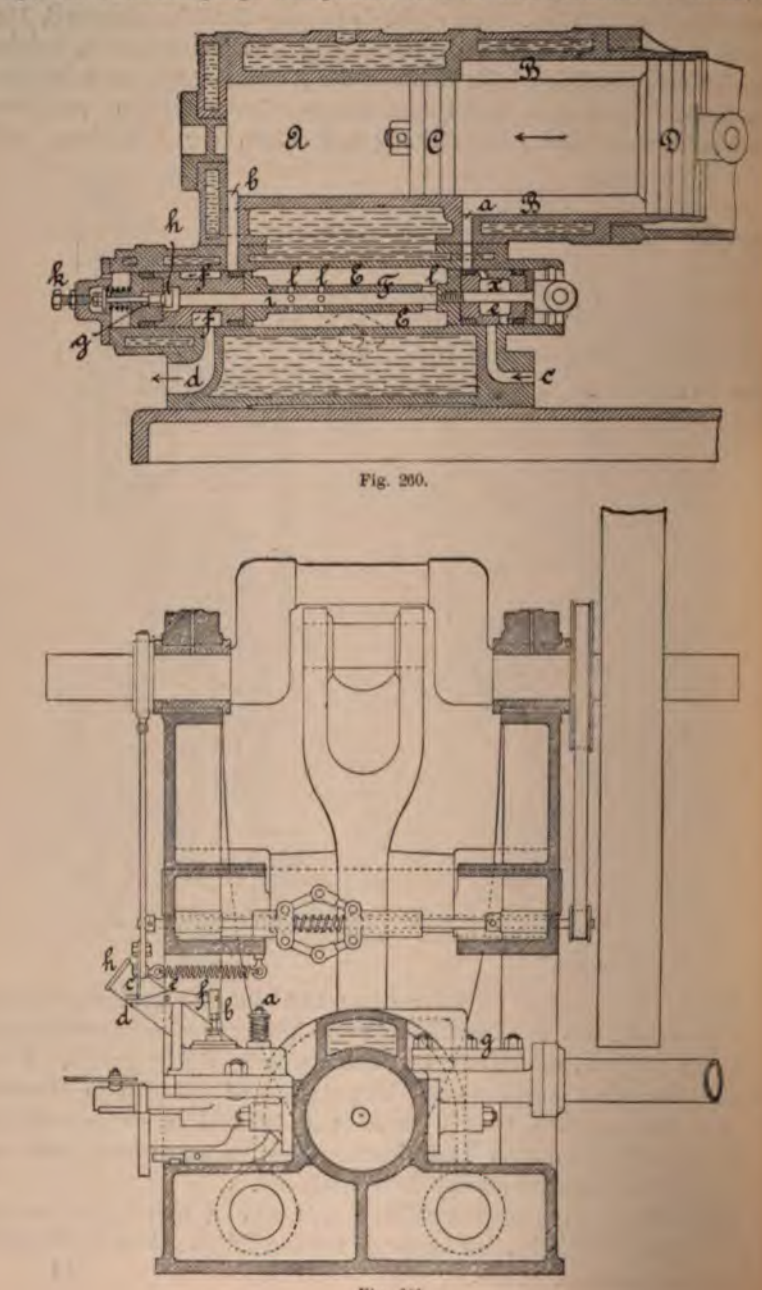


Fig. 260.

Fig 261

ɾo sie beim Aufgange durch c und den Schieber D unter den Haupt-olben gelangt; hier wird sie entzündet und expandirt, um beim ʃiedergange durch e entfernt zu werden. Die Zündung erfolgt durch ʃanal d. Durch das Ventil a treten Gas und Luft zum Ringraum, urch Ventil b nach dem Behälter C. Die gezeichnete Maschine hat mkg Leistung; der von Witz zu 600 l pro e und h angegebene Gas-erbrauch ist für eine derartige Maschine zweifellos unrichtig.

Heute noch gebaut wird die principiell ähnliche Trent gas engine on Simon in Nottingham. Aus Fig. 260 geht hervor, dass hier der ıssere Durchmesser des Ringraums (Pumpe) grösser ist als der eigent-he Kolben, so dass sich die Vorgänge anders gruppiren; es fallen ompression und Austritt auf einen Hub, was für die Kraftausgleichung eniger günstig ist. In der Zeichnung ist eine verwickelte, wenig empfehlens-erthe Kolbenschiebersteuerung angegeben, deren Wirkung ohne weiteres rständlich ist; die heutigen Maschinen haben Ventilsteuerung (D. Clerk, ıs and oil engine 1897 S. 287). Der stündliche Gasverbrauch einer

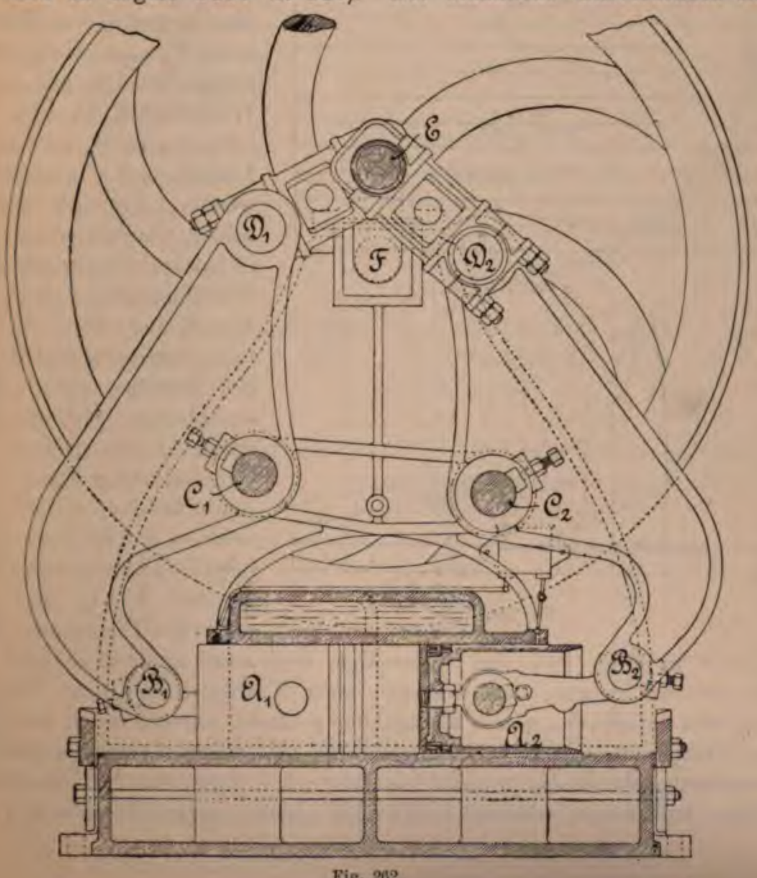


Fig. 262.

6,4 e leistenden Maschine betrug 5,1 cbm; Kompressions- und Zündspannung waren bei relativ niedriger Austrittsspannung (1,07 at) ungewöhnlich niedrig. Ein Diagramm giebt Clerk a. a. O.

In wesentlich anderer Weise wird das angestrebte Ziel in den von Atkinson konstruirten Maschinen erreicht. Atkinson hat zwei verschiedene Konstruktionen angegeben, welche von der British Gas Engine Co. und auch von der Gräflich Stolberg-Werningerödischen Factorei in Ilsenburg ausgeführt wurden. Beide Ausführungen sind wegen des verwickelten Getriebes aufgegeben worden, verdienen aber ihrer Besonderheiten wegen nähere Betrachtung. Atkinson ist zu Maschinen mit Differentialkolben übergegangen.

Die erste dieser Konstruktion, Differential gas engine genannt, trat 1885 auf und ist in den Fig. 261 und 262 dargestellt. In dem horizontal gelegenen Cylinder bewegen sich 2 Kolben A_1 und A_2, welche von der oben angeordneten Kurbelwelle F aus mittels zweier kurzer Pleuelstangen, zweier Winkelhebel C_1 D_1 B_1 bezw. C_2 D_2 B_2 und zweier Lenkstangen angetrieben werden. Verfolgt man die beiden Kolbenbewegungen (Abmessungen für eine 2 pf. Maschine siehe Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1887 S. 947) und verzeichnet die Grösse des zwischen den Kolben enthaltenen Cylindervolumens, so gelangt man, sofern der links gelegene Todtpunkt der Kurbel mit 0 bezeichnet und Rechtsdrehung derselben vorausgesetzt wird, zu dem in Fig. 263 dargestellten Diagramm, unter welchem in Fig. 264 das zugehörige Indikatordiagramm skizzirt ist. Man erkennt hieraus, dass während einer Kurbeldrehung (der Wirkung nach) vier verschieden grosse Kolbenhübe gemacht werden, denen die durch das Indikatordiagramm gekennzeichneten Vorgänge entsprechen. Das Kompressionsverhältniss ergiebt sich hier zu 1 : 2,58, das Expansionsverhältniss zu 1 : 4,44, während Deutz bei gleich grossen Maschinen 1 : 2,6

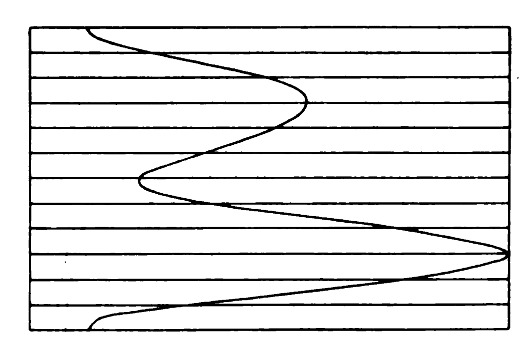


Fig. 263.

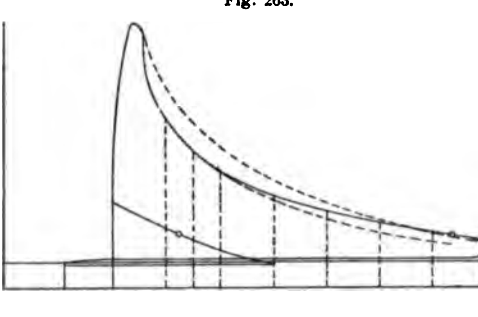


Fig. 264.

hat. Man dürfte angesichts der bedeutend stärkeren Expansion günstigeren Gasverbrauch erwarten, wenn nicht grössere Leergangsarbeit, andere Kolbengeschwindigkeit und ein anderes Verhältniss der Oberfläche zum Volumen des Cylinders dies beeinflussen würden.

Immerhin war für die damalige Zeit das Ergebniss sehr beachtenswerth. Schöttler, welcher a. a. O. diese Verhältnisse sehr eingehend studirt, theilt folgende Zahlen mit:

Nr.	Dauer Min.	Hebelbelastung kg	Hebelarm mm	Umdrehungen	Bremsleistung Pfst.	Gasverbrauch ausschliesslich Zündflamme l	Gas pro Pferdest. stündlich l
1	30	10	1000	159	2,22	960	865
2	30	12	1000	160	2,68	1038	774
3	15	19	622	157	2,59	498	769

Ein von Schöttler abgenommenes Indikatordiagramm zeigt Fig. 265; dasselbe ist verzerrt und müsste umgezeichnet werden, was in Fig. 264 geschehen ist. Letztere Figur zeigt punktirt zwei Adiabaten; hieraus ergiebt sich nach der Explosion rasch eine Wärmeabfuhr, später dagegen Wärmezufuhr. Aus dem Vergleich dieser Verhältnisse mit denen einer Deutzer (4 pf.) Maschine findet Schöttler:

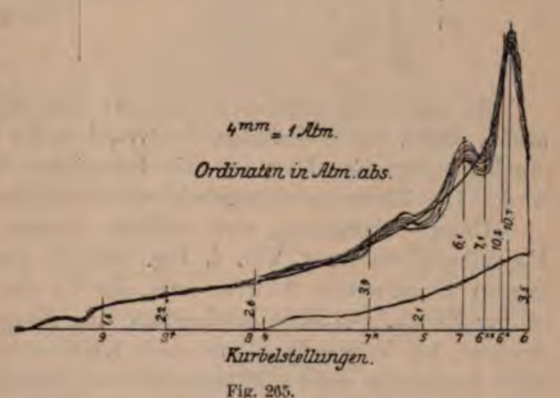


Fig. 265.

Ausdehnungsverhältniss.	Spannungsverhältniss in at absolut Deutz	Atkinson
1,5	7,5	6,8
1,75	6,0	5,5
2,0	4,8	4,7
2,5	3,8	3,6
3,0	—	3,0
3,5	—	2,5
4,0	—	2,2

Die Explosionsspannung betrug bei Deutz 11 at, bei Atkinson 10,5 at. Weiter giebt Schöttler noch folgende interessante Tabelle, welche er als für die Wandungstheorie von Witz sprechend bezeichnet (siehe

hierüber später Näheres). Jedenfalls zeigt die Tabelle im Zusammenhalt mit den bezüglichen Indikatordiagrammen (bei Deutz ist die Expansionslinie fast genau eine Adiabate), dass die Abkühlung der Gase umsomehr in Erscheinung tritt, je kleiner die Oberfläche im Verhältniss zum Volumen ist.

Ausdehnungsverhältniss	Cylinderraum				Verhältniss Volumen: Oberfläche	
	Volumen in l		Oberfläche in qdcm			
	Deutz	Atkinson	Deutz	Atkinson	Deutz	Atkinson
1,0	4,71	1,07	15,7	7,4	3,3	6,8
1,5	7,06	1,61	21,4	8,6	3,0	5,3
1,75	8,24	1,87	24,0	9,2	2,9	4,9
2,0	9,42	2,14	26,7	9,8	2,8	4,6
2,5	11,77	2,67	32,2	11,0	2,7	4,1
3,0	—	3,21	—	12,2	—	3,8
3,5	—	3,75	—	13,4	—	3,6
4,0	—	4,28	—	14,6	—	3,4

Zu den oben gegebenen Fig. 261 und 262 sei noch erläuternd bemerkt, dass a das selbstthätige Luftventil und b das Gasventil ist, welches durch die vom Regulator verstellte Schneide c der Excenterstange geöffnet wird. Die Zündung besorgte ein schmiedeisernes Glührohr.

Unter Uebergehung einer anderen Bauart vorstehend beschriebener Maschine (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1887 S. 950) kommen wir nun zur zweiten Konstruktion Atkinson's, der Cycle gas engine. Bei dieser ist der Zweck, den Kompressionshub vom Expansionshub verschieden zu machen, bei Verwendung nur eines Kolbens erreicht worden, allerdings unter Benutzung eines noch verwickelteren Getriebes. Eine derartige Maschine war 1888 in München ausgestellt, die Konstruktion datirt von 1886.

Die Fig. 266—268 erläutern die Konstruktion, Fig. 269 ist eine schematische Skizze des Getriebes. Bei näherer Verfolgung des Letzteren findet man, dass der Kolben 4 ungleich grosse Hübe auf eine Umdrehung macht. Für eine 6 pf. Maschine (von 241 mm Bohrung) ergab sich der Ladehub zu 161 mm, der Kompressionshub zu 128 mm, der Expansionshub zu 283 mm und der Ausstosshub zu 316 mm.

Von der gekröpften Kurbelwelle d aus wird durch die Pleuelstange b eine Schwinge c bewegt; an b ist weiter rückwärts und etwas seitlich die schwingende Kolbenstange a angelenkt. Das Einlassventil e und das Auslassventil f werden von den Daumenscheiben g und h aus gesteuert. Das Gas tritt durch Hahn n und Ventil o zu; letzteres wird in ähnlicher Weise wie bei der Differentialgaskraftmaschine vom Regulator beeinflusst. Die Zündung erfolgt gleichfalls durch ein Glührohr.

Eine solche Maschine von 6 Pfst. Leistung wurde neben einer Otto-Crossley- und einer Griffin-Gaskraftmaschine von Hopkinson,

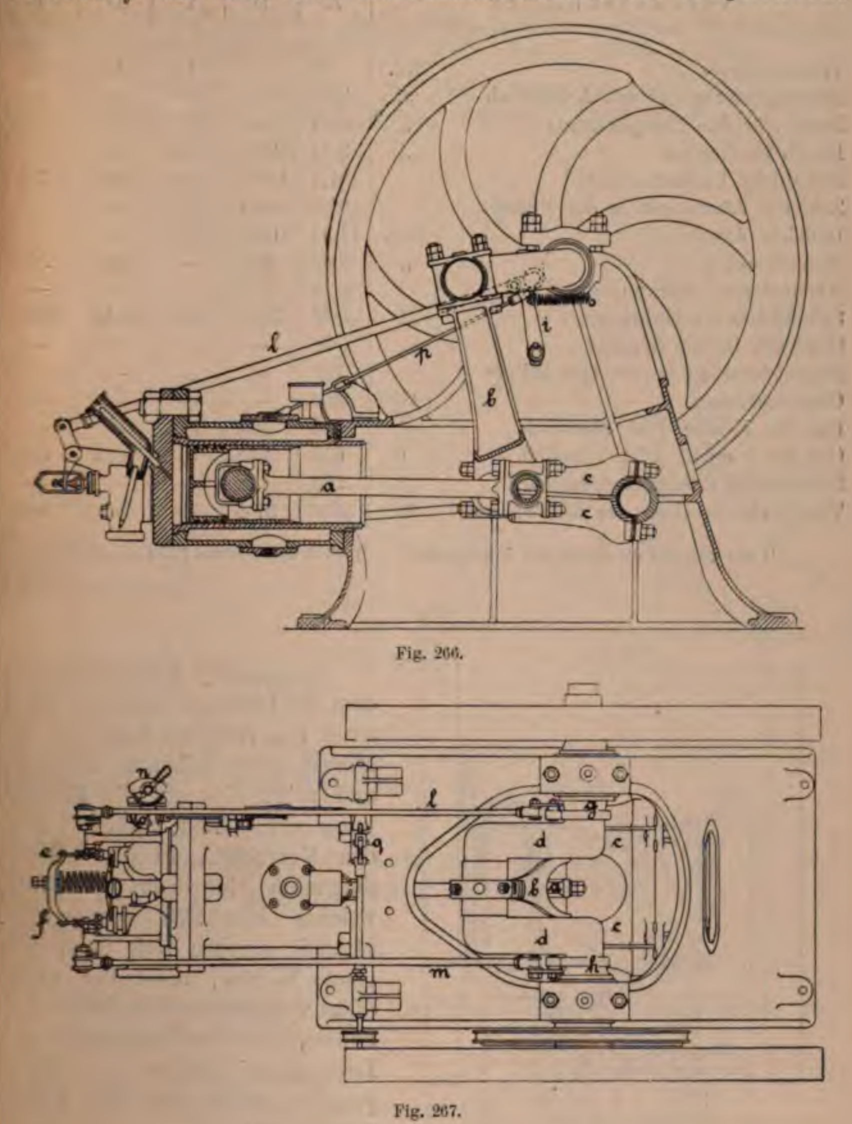


Fig. 266.

Fig. 267.

Kennedy und Beauchamp-Tower eingehend untersucht (Eng. 1889 Bd. 47 S. 175 und Zeitschr. d. V. d. Ing. 1889 S. 717); wir geben nachstehend die Ergebnisse in einer Tabelle.

Versuchsnummer		A	B	C	D	E
Versuchsdauer	Std.	6	3	0,5	0,5	0,5
Mittelspannung für den Arbeitshub	at	3,31	—	—	—	–
Desgl. für den Pumpenhub [1])	„	0,07	—	—	—	–
Desgl. im Ganzen	„	3,24	3,35	3,40	—	–
Minutliche Umdrehungszahl		131,1	129,6	131,9	110,5	100,5
Zahl der Zündungen in der Minute		121,6	69,1	23,8	—	–
Indicirte Arbeit	Pfst.	11,31	6,68	2,33	—	–
Bremsleistung	„	9,61	4,81	—	8,41	7,18
Mechanischer Wirkungsgrad		0,85	0,72	—	—	–
Stündlicher Gasverbrauch [2])	l	5942	3599	1337	5341	4469
Gasdruck in mm Wasser		38	—	—	—	–
Barometerstand in mm Quecksilber		768	—	—	—	–
Gastemperatur	°C	20,4	—	—	—	–
Gas für 1 indic. Pfst. stündlich	l	525	589	574	—	–
Gas für 1 effekt. Pfst. stündlich	l	618	749	—	635	622
Stündlicher Kühlwasserverbrauch	l	308	118	—	—	–
Temperaturzunahme des Kühlwassers	°C	29,0	37,4	—	—	–

[1]) Bezogen auf die Länge des Arbeitshubes. [2]) Ohne Zündflamme (150 l stündlich).

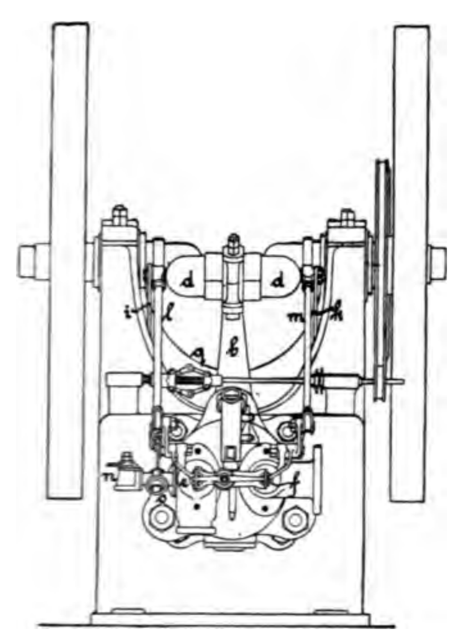


Fig. 268.

Kennedy bemerkt hierzu, dass die Differenz zwischen indicirter und effektiver Leistung bei abnehmender Leistung zunimmt und führt dies auf die Einwirkung der Wand zurück. Für den Versuch A ist das Mitteldiagramm konstruirt worden, welches Fig. 270 wiedergiebt. Hiermit ergeben sich noch folgende Werthe, unter der allerdings wenig wahrscheinlichen Annahme, dass die Temperatur der Ladung bei Beginn der Kompression gleich der des Kühlwassers sei:

Diagrammpunkt	B	C	D	E	F
Volumen in l	9,18	3,34	3,82	3,82	16,28
Druck in at abs.	1,05	3,54	12,72	12,72	2,04
Absolute Temperatur	320	399	1456	1661	1122

'as verwendet Gas wog pro cbm 0,5826 kg und hatte pro cbm
: Heizwerth. Es wurden pro Füllung gebraucht 0,406 g Gas

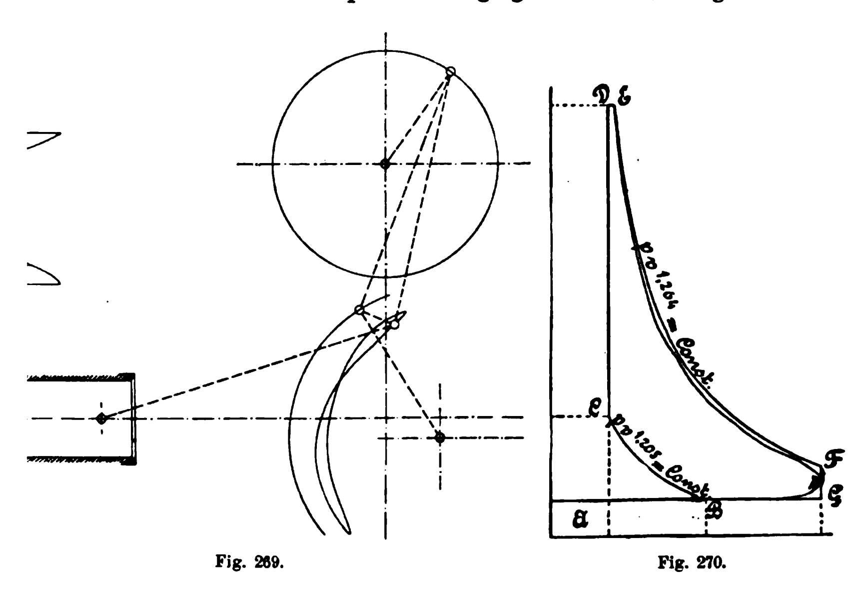


Fig. 269. Fig. 270.

299 g Luft. Ferner war $c_v = 0{,}1887$ und $c_p = 0{,}2596$, somit
376. Die Wärmebildung stellte sich wie folgt:

In Arbeit verwandelt	1,106 c	=	25,5 %
In das Kühlwasser überführt	1,172 „	=	27,0 „
In den Abgasen enthalten	1,640 „	=	37,9 „
Pumpenarbeit und Rest	0,414 „	=	9,6 „
Summe	4,332	=	100,0 %.

iese Ziffern beziehen sich auf die indicirte Arbeit, ebenso wie
le Angaben Unwin's:

Diagrammarbeit	20,62 %
Im Kühlwasser abgeführt	19,37 „
Abgase, Strahlung und Rest	60,01 „

nwin untersuchte eine 4 pf. Maschine und fand Folgendes:

[illegible]	Kühlwasser		Leistung		Gasverbrauch	
	[illegible]	Erwärmung °C	ind. Pfst.	eff. Pfst.	stündlich l	pro eff. Pfst. stündlich l
[illegible]	[illegible]	49,2	5,81	5,26	3285	626
[illegible]	[illegible]	59,4	5,56	4,89	3116	637
[illegible]	[illegible]	55,2	4,16	3,33	2565	765
[illegible]	[illegible]	36,2	—	1,64	1722	1049
[illegible]	[illegible]	27,8	—	—	1047	—

[illegible] Diagramm der zweiten Versuchsweise zeigt nach [illegible] Fig. 271; er hat in dasselbe (punktirt) ein Diagramm einer von [illegible] untersuchten 4pf. Deutzer Maschine eingezeichnet, das ebenso

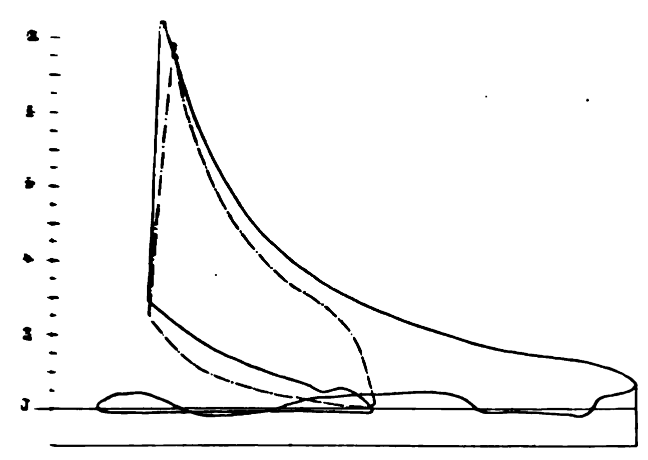


Fig. 271.

wie die Tabellen die Richtigkeit der Atkinson'schen Konstruktionen und den sehr günstigen, nicht häufig übertroffenen Gasverbrauch dokumentirt.

Die oben genannte Gaskraftmaschine von Griffin und eine andere von Beck zeigen erwähnenswerthe Besonderheiten (Schöttler, Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1889 S. 717). Die Beck gas engine ist eine sogen. Sechstaktmaschine; sie arbeitet, wie die Otto'sche Maschine, welcher sie auch sonst gleicht, im Viertakt, schaltet aber zwischen je zwei Viertaktperioden zwei Hübe (eine Umdrehung) ein, bei welchen Luft eingesaugt und ausgestossen wird. Dieser Lufthub, scavenger (Auskehrer, Reiniger) genannt, beeinflusst die Gleichförmigkeit des Ganges ungünstig und kühlt den Cylinder unnöthig ab, wirkt aber sicher in Uebereinstimmung mit anderweiten Erfahrungen günstig durch das Auswaschen des Cylinders auf den Gasverbrauch ein. Die Griffin gas engine ist im Princip ebenso

eingerichtet, nur ist sie doppelwirkend, hat somit bei entsprechender Gruppirung der einzelnen Vorgänge einen guten Gleichförmigkeitsgrad. Da derartige Maschinen unter starker, dauernder Belastung keine unzulässige Erwärmung zeigten, darf als erwiesen angenommen werden, dass der einseitige offene Cylinder im Hinblick auf Kühlung desselben keine Nothwendigkeit ist; immerhin wird aber auch in dieser Beziehung der Waschhub gute Dienste leisten.

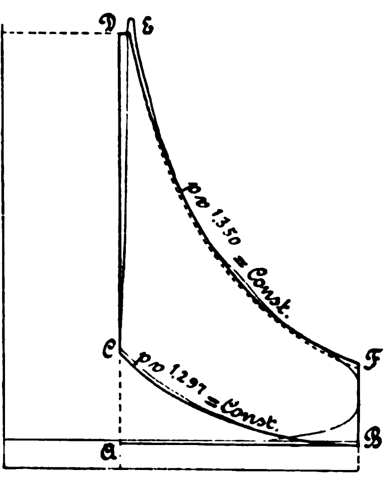


Fig. 272.

Die Versuche an diesen Maschinen wurden mit derselben Ausführlichkeit vorgenommen, wie oben bei der Atkinson-Maschine erläutert wurde; wir geben hier nur die Hauptresultate wieder.

Die Beck-Maschine war 4-pferdig und hatte 192 mm Bohrung bei 381 mm Hub; Fig. 272 zeigt ein umgezeichnetes Diagramm. Das Leuchtgas hatte einen Heizwerth von 11 922 c pro 1 kg; das Gewicht von 1 cbm betrug 0,4684 kg.

Versuchsnummer		A	B	C	D
Versuchsdauer	Std.	2,5	1,0	2,5	2,0
Nutzbare Mittelspannung	at	4,37	3,82	4,89	4,14
Minutliche Umdrehungszahl		206,5	212,0	163,2	168,9
Zahl der Zündungen in der Minute		68,7	70,7	54,4	56,3
Bremsleistung	Pfst.	6,40	5,79	5,93	4,91
Mechanischer Wirkungsgrad		0,87	0,88	0,91	0,86
Gas für 1 effekt. Pfst. stündlich	l	772	762	728	730
Stündlicher Kühlwasserverbrauch	l	212	172	172	150
Temperaturzunahme des Kühlwassers	°C	41,9	44,7	47,7	41,6
In Arbeit verwandelt	%	19,4	19,8	19,0	20,2
In das Kühlwasser überführt	„	33,0	32,0	35,0	32,0
In den Abgasen enthalten	„	42,9	46,3	38,1	45,1
Pumpenarbeit und Rest	„	4,7	1,9	7,9	2,7

Die eine der untersuchten Griffin-Maschinen war 8pferdig benannt und hatte 229 mm Bohrung und 356 mm Hub. Das verwendete Leucht-

gas hatte einen Heizwerth von 11656 c pro 1 kg und es wog 1 cl desselben 0,5378 kg. Ein Diagramm der Versuchsreihen A und B, welc zusammengefasst wurden, zeigt Fig. 273; die punktirte Linie gilt hierl für die vordere, die schwach ausgezogene Linie für die hintere Cylinderseit

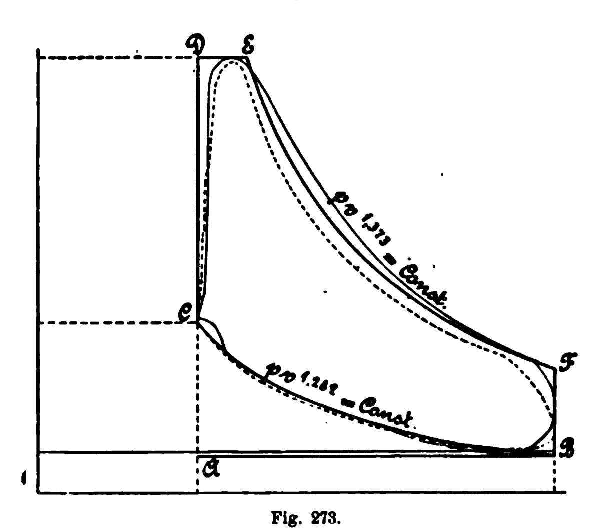


Fig. 273.

Versuchsnummer		A	B	C	D
Versuchsdauer	Std.	2	2	1	0,5
Nutzbare Mittelspannung	at	3,70	3,77	3,90	—
Minutliche Umdrehungszahl		228,7	218,9	210,4	215,5
Zahl der Zündungen in der Minute		151,8	145,8	140,3	143,7
Bremsleistung	Pfst.	15,34	14,96	—	7,83
Mechanischer Wirkungsgrad		0,86	0,85	—	—
Gas für 1 effekt. Pfst. stündlich	l	656	661	—	1033
Stündlicher Kühlwasserverbrauch	l	618		—	—
Temperaturzunahme des Kühlwassers	°C	36,4		—	—

Von der durch die Verbrennung disponibel gemachten Wärmemeng wurden bei A und B in Arbeit verwandelt 20,0 %, in das Kühlwasse überführt 37,6, in den Abgasen abgeführt 40,9 % und 1,5 % entfiele auf die Pumpenarbeit und den Rest.

Alle diese Maschinen zeigen also sehr günstige Werthe; bezüglic der Wärmeausnutzung steht die Atkinson'sche Konstruktion obenan.

Wie oben erwähnt, werden die Atkinson'schen Maschinen nic mehr gebaut; auch die beiden anderen Konstruktionen erwähnt Clerk nicl

auch diese kaum noch am Markt existiren. Sehr bezeichnend Clerk, dass sich die Otto'sche Viertaktmaschine das Feld so klich erobert habe, dass es zwecklos sei, dem Käufer Zweitakt-n, seien sie auch noch so gut, anzubieten. Dies bezieht sich auf Motoren.

ı gleichen Erwägungen geleitet ist die sehr interessante und ein-

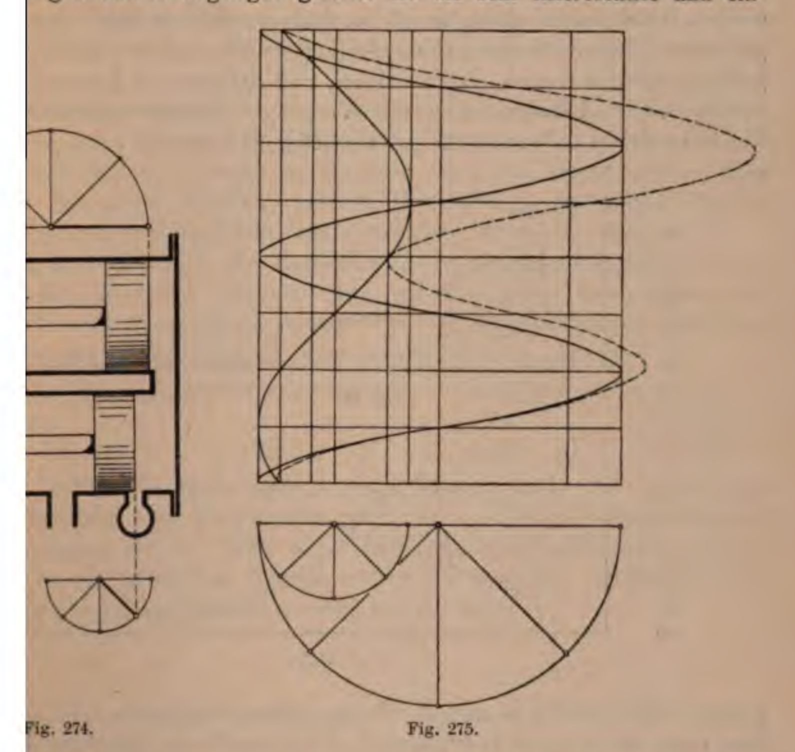


Fig. 274. Fig. 275.

nstruktion der sogen. Acme Compoundmaschinen von Burt leren Princip Fig. 274 erläutert. Die Maschine hat 2 Cylinder B, von denen der erstere etwa 2,4 mal so gross ist als der z. B. hatte eine 12 pf. Maschine im Cylinder A 292 mm Bohrung mm Hub und in B 254 mm Bohrung bei 279 mm Hub. Der A wird wie gewöhnlich von der Kurbelwelle bethätigt, während belwelle von B nur die halbe Umdrehungszahl hat und von durch Zahnräder im Verhältniss von 1 : 2 angetrieben wird; die von B eilt der von A um 45° vor. Die Relativbewegung beider st in Fig. 275 in leicht zu übersehender Weise dargestellt; aus tirten Kurve ist das relative Totalvolumen beider Cylinder zu n. Der Zweck dieser Einrichtung ist der, das Expansionsvolumen

grösser als das Saugvolumen zu gestalten, d. h. die Expansion weiter als üblich auszudehnen. Die beiden Cylinder A und B stehen durch einen I in ständiger Verbindung mit einander; das Einlass-(Misch-)Ventil, sow Zündrohr sind an einen Kanal angeschlossen, während die Abgase durch anderen Kanal austreten. In Fig. 274 ist die Stellung der Kolben im M der Zündung dargestellt; Kolben A steht im inneren Todtpunkt, wä Kolben B sich bereits wieder um 45° von diesem entfernt und soeben de gang zum Zündrohr freigelegt hat. Ist Kolben A im äusseren Todtpunk gelangt, so steht B noch 45° vor diesem und hat eben die Auspufföffnu freigelegt. Im Uebrigen sind alle Vorgänge aus dem Kolbendiag Fig. 275 leicht erkenntlich. In den Fig. 276 und 277 ist je ein

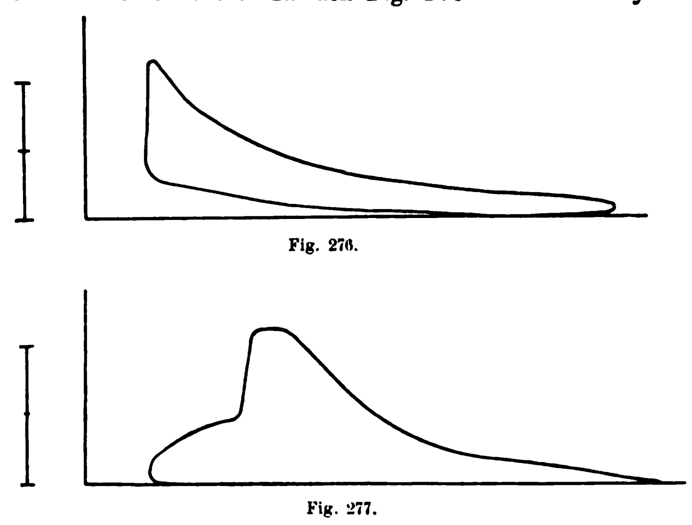


Fig. 276.

Fig. 277.

gramm von Cylinder A und B wiedergegeben, welche einer Untersuc von Prof. Jamieson entstammen. Die betreffende Maschine hatt oben angegebenen Abmessungen, leistete 13,18 eff. Pfst. bei n = und verbrauchte für 1 eff. Pfst.-St. 538 l Glasgow-Gas, wobei der pressionsdruck 3,37 kg/qcm, der Explosionsdruck 11,11 kg/qcm b Die Untersuchung einer 6 pf. Maschine durch Prof. Rowden ergab Verbrauch von 483 l Glasgow-Gas.

Die Verbrauchsziffern dieser Motoren sind sehr günstige, über jedoch diejenigen der gewöhnlichen guten Viertaktmotoren nicht, tro weiter ausgedehnten Expansion. Die Steuerung ist ja eine ausserord einfache, aber die Leerlaufsarbeit eines zweicylindrigen Motors, w doch eben nur einen einfachen Process vollführt, ist wesentlich g Nicht zu übersehen sind die praktischen Nachtheile, dass der Kol im Moment der Explosion nicht im Todtpunkte steht, der Druck

[illegible] der Räder plötzlich trifft, und dass Kolben B mit seinen Ringen Öffnungen in der Cylinderwand zu überschreiten hat. Eine eigent- Compoundwirkung findet hier übrigens ebensowenig statt, wie bei der [illegible] erwähnten Atkinson-Maschine. Die genannte Firma hat diesen Typus verlassen und baut neben normalen Otto-Motoren mit Kolben- schiebersteuerung auch vertikale Tandem-Zwillingsmotoren mit über 400 Touren und Kolbenschiebersteuerung; Versuchsergebnisse über letztere Motoren liegen noch nicht vor (Zeichnung und Diagramm siehe bei Clerk S. 340).

Zum Schlusse mögen hier noch die Betrachtungen Platz finden, welche Clerk bezüglich der weiteren Entwicklung der Gaskraftmaschine anstellt; dass er sich hierbei auf englische Versuche stützt, ist gegenstandslos, aber insoferne besonders lehrreich, als die Entwicklung dieser Maschinen in England anders und vielleicht weiter gediehen ist als bei uns.

Aus dem Verlaufe der Entwicklung der Gaskraftmaschine bis zur heutigen Zeit lässt sich erkennen, dass mit gesteigerter Kompression eine mehr und mehr ökonomische Arbeitsweise der Viertaktmotoren verknüpft ist. Versuche an kleineren Motoren von Crossley ergaben

1882	bei einem Kompressionsüberdruck	von	2,67	kg/qcm	$\eta_i = 0,17$
1888	„ „	„	4,34	„	„ $= 0,21$
1894	„ „	„	6,15	„	„ $= 0,25$

wobei η_i den in indicirte Leistung umgesetzten Theil der verfügbaren Wärme bedeutet. Um festzustellen, dass die thatsächliche Steigerung des Wirkungsgrades um ca. 50 % der Vermehrung des Enddruckes der Kompression zuzuschreiben ist, berechne man die Zunahme des theoretischen Wirkungsgrades; für letzteren fanden wir (S. 189)

$$\eta = 1 - \frac{T_0}{T_1}$$

wobei T_0 die Anfangs- und T_1 die Endtemperatur der adiabatischen Kompression bedeutet. Nachstehende Tabelle enthält diese Werthe, sowie weiterhin $a = \frac{\eta_i}{\eta}$, die Abmessungen der betreffenden Maschinen in mm, das Verhältniss b des Kompressionsraums zum Hubvolumen und den Gasverbrauch für 1 ind. Pfst. stündlich in Litern.

η	η_i	a	Cylinder-Durchm.	Hub	b	Kompr.-Ueberdruck	Gas-verbrauch
0,330	0,17	0,51	229	457	0,6	2,67	670
0,400	0,21	0,53	241	457	0,4	4,34	572
0,428	0,25	0,58	178	381	0,34	6,15	413

Man ersieht hieraus nicht nur, dass η_i parallel η gewachsen ist, sondern dass auch der Werth a zugenommen hat; letzterer Umstand ist übrigens nicht allein dem verbesserten Arbeitsprocess, sondern auch konstruktiven Fortschritten (grössere Kolbengeschwindigkeit etc.) zuzuschreiben. Clerk schliesst hieraus, dass sehr wahrscheinlich eine weitere Steigerung der Kompression bei sorgfältiger Bemessung der kühlenden Wandflächen in Bezug auf das Volumen der komprimirten Ladung auch geringeren Gasverbrauch zur Folge haben werde.

Der mehrfach genannte Atkinson ist dieser Auffassung entgegengetreten und schreibt den unbestreitbaren Erfolg der scavenging engine (S. 230) in keiner Weise der gesteigerten Kompression, sondern lediglich dem Ausspülen des Cylinders mittels reiner Luft zu. Clerk stellt dem eigene Versuche gegenüber, welche darthaten, dass der Ersatz der Abgase im Cylinder durch frische Luft bei ein und derselben Maschine, mithin auch ungeänderter Kompression den Gasverbrauch um höchstens 5 % verminderte. Die S. 235 angeführten Versuche von Bellamy, an einer Stockport Otto-Maschine liefern im Uebrigen einen schlagenden Beweis für Clerk's Ausführungen — bei Steigerung des Endüberdruckes von 4,22 auf 6,33 kg/qcm sank der Verbrauch von 530 auf 491 l, d. h. um 7,3 %!

Das Ausspülen des Cylinders mittels frischer Luft hat grosse praktische Vortheile und ist bei grossen Maschinen sicher nothwendig, um Vorzündungen zu vermeiden, insbondere bei starken Kompressionen; bei der Kompression der heissen Abgase und der Ladung steigt eben die Temperatur sehr rasch und ermöglicht Vorzündungen, während man bei Mischung der Ladung mit frischer Luft ohne Gefahr viel stärker komprimiren kann. Insbesondere ist das Auspülen beim Betrieb mit Dowson-Gas eine Nothwendigkeit, um eine gute Verbrennung zu erzielen.

Dass übrigens auch die absolute Grösse der Maschine den Wirkungsgrad beeinflusst, ist ohne weiteres klar, wenn man bedenkt, das die Oberflächen langsamer als die Volumina wachsen, mithin eine grosse Maschine günstigere Abkühlungsverhältnisse hat als eine kleine. Eine von W. Spangler untersuchte 100 pf. Zwillingsmaschine Otto'schen Systems von 356 mm Bohrung und 635 mm Hub zeigte $b = 0{,}34$; ihr würde nach Gl. 344 ein $\eta = 0{,}41$ zukommen, sie ergab $\eta_i = 0{,}277$. Der Werth a wird hier zu 0,675, also grösser als bei der in obiger Tabelle aufgeführten Maschine, welche mit dem gleichen Kompressionsdruck arbeitete. Des Weiteren hat sich immer ergeben, dass bei grösseren Maschinen die Expansionslinie sich über die Adiabate zu erheben strebt.

Die Anwendung der Compoundwirkung erachtet Clerk bei grossen Maschinen für geboten, bei kleinen für unzweckmässig. Eine 200 pf. Compoundmaschine, welche mit etwa 7 kg/qcm Kompressionsüberdruck arbeitet und bis nahe zum atmosphärischen Druck expandirt, müsse ein

= 0,73 haben, somit mit a = 0,6 ein $\eta_i = 0{,}438$ ergeben. Aus den suchen an der Burt'schen Maschine (S. 286) lässt sich entnehmen, der Wärmeverlust beim Uebertritt vom einen zum andern Cylinder t bedeutend ist, wenn kurze offene Kanäle angeordnet werden.

rbrennungsmaschinen mit Verdichtung der Ladung.

Diese Maschinengruppe hat nur wenige Vertreter aufzuweisen gehabt, deren ersten wir die 1878 auf der Pariser Ausstellung aufgetretene schine von Simon in Nottingham bezeichnen können. Man bezeichnet e Maschine auch als Dampfgasmaschine, da ausser Gas noch npf zur Arbeitsleistung benutzt wird. Hugon spritzte Wasser in den inder, um den daraus gebildeten Dampf zur Arbeitserhöhung wie auch Schmierung zu benutzen. Dass Simon nicht erst Wasser, sondern nittelbar Dampf (den die abziehenden Verbrennungsgase erzeugen) ein-rt, erscheint nur zweckmässig; dagegen darf die dadurch nothwendig ordene Anordnung eines Dampfentwicklers, den entfernt zu haben n ein Hauptverdienst der Gasmaschine ist und bleibt, nicht als Ver-serung bezeichnet werden.

Die Maschine, die in den Fig. 278 und 279 dargestellt ist, besitzt n Arbeitscylinder A und eine Pumpe P. Letztere saugt durch ein ntil s das Gemisch herbei, verdichtet es und drückt es durch ein ites Ventil in den Behälter B. Dieser Behälter speist nun tels des Schiebers S den Arbeitscylinder; in dem Zuführungskanale letzteren brennt eine Flamme f, an der das Gemisch entzündet wird. nter der Flamme sind Drahtnetze n angebracht, die das Zurückschlagen Flamme in den Behälter verhindern. Ist eine bestimmte Menge Gas er beständiger Verbrennung (also annähernd bei gleichbleibendem ucke) in den Cylinder übergetreten, so schliesst der Schieber ab und e dehnen sich aus. Beim Kolbenrückgange werden die Gase durch vom Schieber d eröffneten Abzugskanal entfernt; dieselben durch-men hierbei einen hohlen, im Wasser liegenden Gusskörper, der einen lerohrkessel bildet, und verdampfen das diesen umgebende Wasser. in diesem Kessel erzeugte Dampf gelangt durch das Rohr V bei gneter Stellung des Schiebers S in den Arbeitscylinder, um hier mit Gasgemisch gemeinschaftlich arbeitsleistend zu wirken. Eine grund-lich richtige Regulierung ist angeordnet; der Regulatorstand beeinflusst llich die Stellung eines Hilfsschiebers H, der den Zutritt des Gemisches Pumpe regelt bezw. ganz verhindert und durch eine Feder stets gegen Regulatormuff angedrückt wird.

Richard führt (S. 280) Versuchsergebnisse an, denen die in 280 gezeichneten Diagramme beigegeben sind. Eine genannte 5 e

Maschine hatte folgende Abmessungen: Arbeitskolbendurchmesser 235
Hub 400 mm, Pumpenkolbendurchmesser 180 mm, Hub 250 mm.
drehungszahl 146. Die Mittelspannungen ergaben sich aus den Diagram

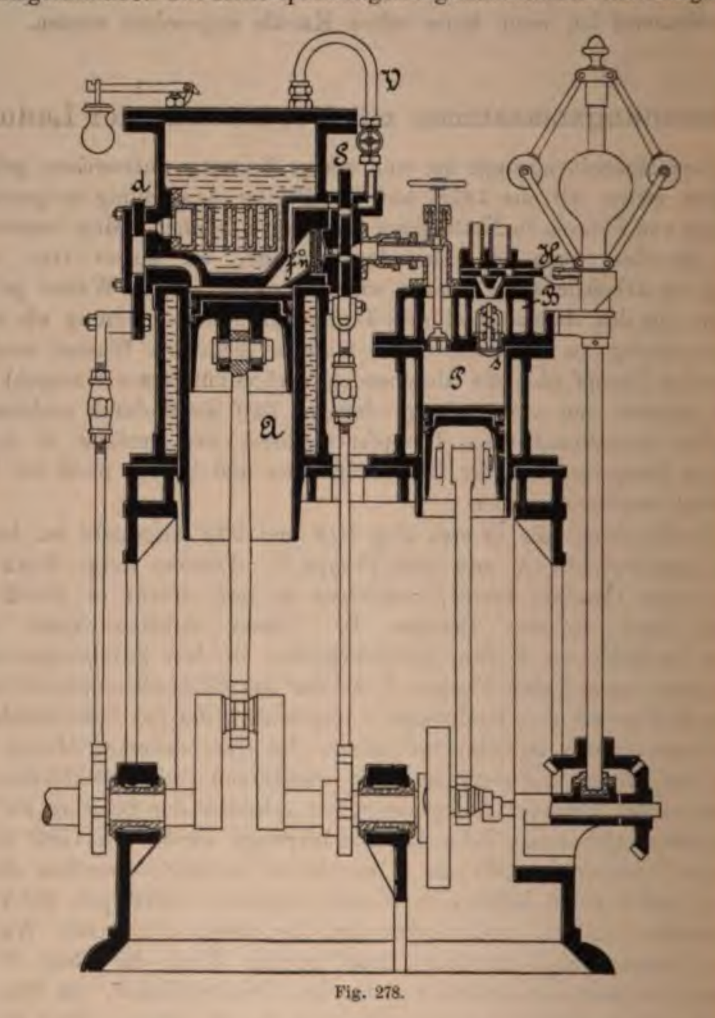


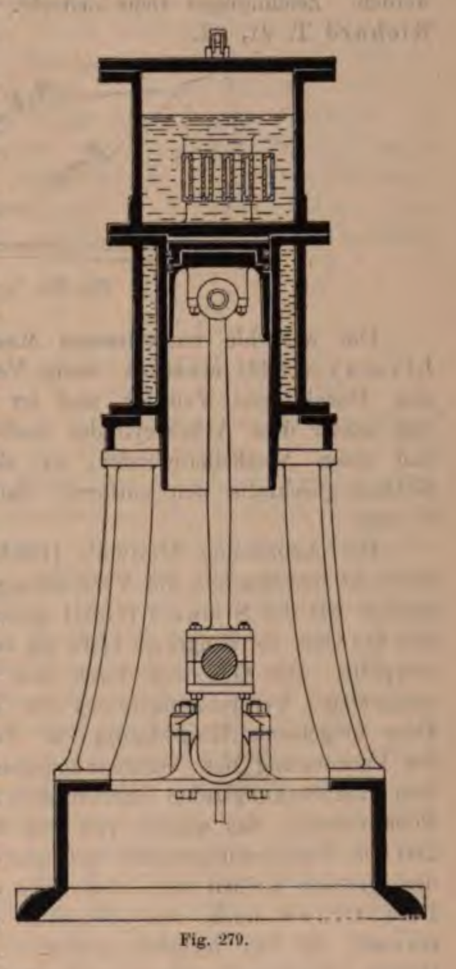
Fig. 278.

zu 1,55 kg/qcm für den Arbeitscylinder und zu 1,12 kg/qcm für
Pumpe. Damit finden sich die Arbeitswerthe zu 7,7 e im Arbeitscylind
bezw. zu 2,1 e in der Pumpe. Hiernach ist die indicirte Leistung 5,6
Gebremst wurden 4,2 e, daher sich ein Wirkungsgrad von 75 % ergie
Das Gemisch enthielt auf 1 Vol. Gas 10 Vol. Luft; der Verbrauch
die gebremste Pferdestärke und Stunde belief sich auf 1,42 cbm.

Diagramme, aber ohne weitere Zahlenwerthe, giebt auch Musil S. 171 e Auflage).

Simon selbst (Wochenschrift d. Ver. d. Ing. 1880 S. 62) führte neue Maschinen einen Verbrauch von 1,02 cbm an. Die Maschinen ten später liegend gebaut werden; eres betreffs der Einrichtung ist t bekannt geworden.

Hambruch hat eine Anzahl Patenten in Anlehnung an das on'sche genommen (D. R. P. 45, 16600, 16996), die einige besserungen bezwecken. Zunächst ifft dies die Entzündung der mme f, die bei der ursprünglichen rdnung leicht erlischt und schwer entzünden ist; es ist deshalb der nner in Form eines Hahnkükens ildet, das herausnehmbar ist und sen axialer Bohrung das Gas ch einen angeschlossenen Gummilauch zugeführt wird und durch regelbare Oeffnung zum Auste, d. h. zur Entzündung gelangt. Gas muss dieser Flamme natürunter Druck zugeführt werden; kleinen Maschinen wird es dem npcylinder entnommen, für grösist hier eine selbständige Pumpe eordnet, die vor dem Anlassen Hand bewegt werden kann. Die ieber sollen sämmtlich durch tile ersetzt werden.


Fig. 279.

Gasmaschinen nach Simon's nstruktion sind von Otto Henni- & Co. in Berlin gebaut worden; eres siehe bei Schöttler, II. fl. S. 182.

Eine andere Gasmaschine ist später (1881) zu gleichem Zwecke von non vorgeschlagen worden, doch sah die ganze Einrichtung noch sehr ertig aus. Der Cylinder zeigt zwei verschiedene Bohrungen; im engeren eile arbeitet ein Taucher als Arbeitskolben, im weiteren Theile ein öhnlicher Kolben, für welchen ersterer auf der einen Seite die Kolbennge bildet. In den so gebildeten Ringraum wird die Ladung einge-

sogen, bei der R
wobei die Entzün
Die grosse Seite
produkte ab, di
werden. Zeichnu
Richard T. 21,

Die weiterh
Livesay (1883
eine Unzahl vo
sitzt ausser dem
und einen Ver
fachheit gleichfall
S. 132.

Die Anordnu
bezweckt insbeson
ähnlich wie der Si
hier das Gas, der R
umspülte. Das Ga
ausgesetzten Verbren
Düse umgebende Ri
zur Verdünnung der
dem Verbrennungsraum
Röhrenbündel, das au
Das im Verbrennungsrau
dem grossen Kolben und
Dass Crowe auch ein
entwarf, sei hier lediglich
Grenze zwischen Feuerluft
Richard auf T. 10.

Die selbständigen deut
bieten nichts, was erwähnenswe
und Zimmermann bringen
führung weit entfernt sind. Be
18324); es mag hierbei nicht

venn auch rein theoretische Arbeit Fink's hinzuweisen, welche in der Festschrift der Königl. Techn. Hochschule zu Berlin, 2. Nov. 1884 S. 103 veröffentlicht ist und über welche Verfasser in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1885 S. 251 berichtet hat.

Diese ganze Gruppe von Maschinen erscheint somit nach dem Vorergehenden wenig bedeutungsvoll. Witz führt an (S. 23), dass man en Verbrauch der Simon'schen Maschine zu 0,8 cbm Gas und 4 l Vasser für ein Pferd und Stunde angebe — Ziffern, die einer amtlichen estätigung sehr bedürfen; Simon selbst ist, wie oben angeführt, beheidener. Der einzige mir bekannte, oben angeführte Versuch ergab att dessen 1,42 cbm, weshalb man wohl nicht umhin kann, die Maschinen eser Gruppe als wenig empfehlenswerth zu bezeichnen, trotz ihrer eoretischen Vorzüge. Das ganze System kann heute als verlassen zeichnet werden.

Atmosphärische und andere Maschinen.

Wie bereits einleitend erwähnt, ist der Vorgang in den atmosphärihen Gaskraftmaschinen der folgende: Die Explosion der Gase wirft en frei beweglichen Kolben in die Höhe, und er steigt, bis seine lebenge Kraft von der Reibung und Ausdehnung der Explosionsgase aufzehrt ist; alsdann treibt ihn, zufolge eintretender Spannungsverminderungen, der Druck der äusseren Luft nieder, wobei er in geeigneter Weise n die Maschinenwelle angekuppelt ist. Die erste bauliche Durchführung ieses Gedankens ist den Italienern Barsanti und Matteucci (1857) uzuschreiben, wiewohl hierbei an wirkliche Ausführungen nicht zu denken t. Dieselben beschreiben in ihrem französischen Patente zwei verschiedene Anordnungen von Maschinen, selbstredend mit stehenden Cylindern. Bei er ersten Anordnung (Fig. 281) bewegt sich der Arbeitskolben, dessen tange mit Zähnen versehen ist, frei abwärts; die Zähne greifen hierei in ein auf einer Welle frei drehbares Zahnrad ein. Am Zahnrade itzt eine Sperrklinke, welche in ein auf derselben Welle fest aufgekeiltes Sperrrad vermöge der Einwirkung einer Feder eingreift. Bei dem Aufteigen des Kolbens gleitet die Klinke über die Zähne des Sperrrades in, beim Sinken desselben aber wirkt die Klinke treibend auf das Rad. Unter dem erwähnten Kolben bewegt sich nun ein Gegenkolben zwangläufig, von einer zweiten, langsamer umlaufenden Welle mittels Kurbelnd Pleuelstange getrieben. Der Cylinder ist unten geschlossen, besitzt ber im Deckel Ventile, die zur Entfernung der Abgase bestimmt sind; eitlich ist ein Schieber angebracht, der die Ladung vermittelt und zum wecke der Entfernung der Abgase die Räume über und unter dem egenkolben zur geeigneten Zeit verbindet. Der Arbeitskolben steht

unten, der Gegenkolben in seiner höchsten Stellung; letzterer bewegt sich abwärts und saugt durch den Schieber Luft und dann Gas herbei. Der Schieber wird hierbei mittels Knaggen vom Gegenkolben selbst gesteuert. Sobald der Gaszutritt geschlossen ist, wird die Zündung elektrisch bewirkt, und der Arbeitskolben fliegt auf. Der Gegenkolben geht noch weiter abwärts und entfernt die unter ihm befindlichen Abgase durch die Ventile; schliesslich öffnet er durch den Schieber den Umströmkanal, was aber nicht eher geschehen darf, ehe nicht die Explosionsspannung auf 1 at gesunken ist. Der Arbeitskolben sinkt nunmehr und treibt, sobald der Druck unter ihm 1 at erreicht hat, durch den Umströmkanal und die Ventile die Abgase aus, während der Gegenkolben wieder steigt. — Bei der zweiten Anordnung ist der Gegenkolben vermieden, und der Arbeitskolben selbst übernimmt die Verrichtungen des Ausstossens der Abgase und des Ansaugens der Ladung; zu dem Zwecke sind auf den Wellen geeignete Daumen angebracht, die an Knaggen der Kolbenstange angreifen.

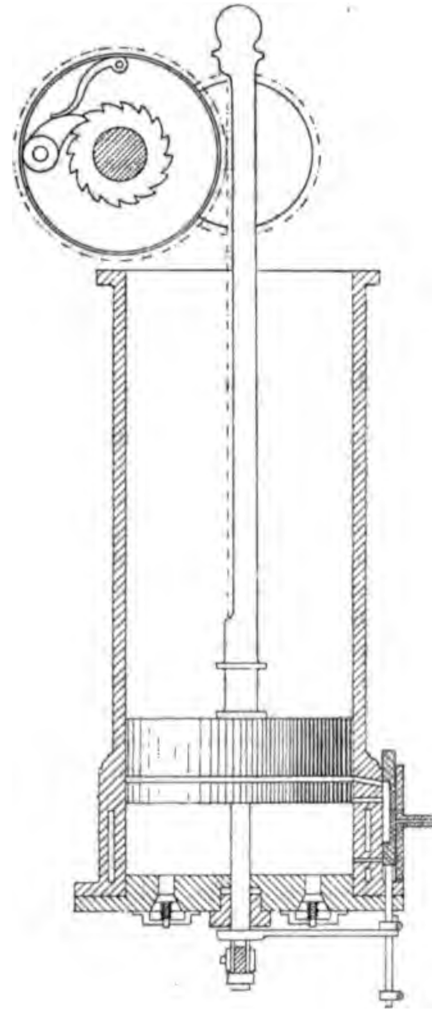


Fig. 281.

Im Princip völlig gleich, nur in der Wahl der Getriebe abweichend von der eben beschriebenen Anordnung ist die von Langen und Otto (1867), obgleich letztere durchaus selbständig gearbeitet haben. Die ersten Bestrebungen Langen's und Otto's enthalten die Beurtheilung obiger Anordnung. Langen sagte darüber am 5. April 1886: „Als wir unsere erste Maschine bauten, hatten wir auch den kindlichen Gedanken, dass man die Kraft durch ein Sperrrad auffangen könnte. Wenn man bedenkt, dass schon bei der 2 pf. Maschine im Augenblicke des Hubwechsels 1000 kg auf den Kolben, der Hebelübersetzung entsprechend noch grössere Kräfte an der Sperrklinke wirken, so wird man es natürlich

finden, dass dieser Mechanismus den Dienst versagte und dass nach dem ersten Hube die Konstruktionsstücke uns vor die Füssen flogen."

Die Anordnung von Langen und Otto unterscheidet sich von der der Italiener durch die Uebertragung der Kolbenkraft auf die Welle, durch bessere Zündung und vor allem durch ihre praktische Brauchbarkeit.

Die Erfinder machten ihre Maschine weiteren Kreisen durch ein 1867 in Paris ausgestelltes Modell von ½ e bekannt. Der geräuschvolle Gang der Maschine würde das ungünstigste Urtheil über dieselbe veranlasst haben, wenn nicht der Gasverbrauch im Vergleich mit den wettbewerbenden Maschinen Lenoir's und Hugon's ein ungemein geringer gewesen wäre. Da die Maschine dem Kleingewerbe lange Jahre gedient hat und die Mutter der heutigen Otto'schen Hochdruckmaschine ist, so darf sie eine eingehendere Behandlung beanspruchen. Die Fig. 282 bis 288 stellen dieselbe dar.

Der Arbeitskolben bewegt sich in einem im unteren Theile mit Wassermantel versehenen Cylinder, der zugleich als Maschinengestell dient. Die Kolbenstange ist verzahnt und greift in ein lose auf der Hauptwelle W sitzendes Zahnrad Z ein; die Neben- oder Steuerwelle S wird mittels zweier gleicher Stirnräder von der Hauptwelle getrieben und dreht sich im Sinne des Pfeils. Auf S ist ein Sperrrad R fest aufgekeilt, das sich mithin beständig dreht; dagegen sitzt lose auf S der Körper der Excenter E_1 und E_2. Der Bügel von E_1 ist mit dem Schieber C verbunden; der Bügel von E_2 dagegen ist an einen Hebel h_2 angezapft. Auf der Drehaxe von h_2 sitzt noch ein zweiter Hebel h_1. Sperrrad R und die Sperrklinke K liegen in einer Vertikalebene; K sitzt drehbar an dem Excenterkörper und greift vermöge einer passend angeordneten Feder in das Sperrrad R ein, sobald nicht andere Kräfte wirken.

Fig. 282 zeigt die Stellung der Theile, wenn der Kolben im tiefsten Punkte steht und das Ansaugen beginnen soll. Die Klinke K ist in die Zähne des Sperrrades eingelegt, d. h. der Excenterkörper ist mit der Welle S verbunden und dreht sich mit ihr. Demzufolge wird von E_2 der Hebel h_2 gehoben und da dieser unter die Knagge N der Kolbenstange greift, so wird der Kolben gehoben, und so das Ansaugen der Ladung bewirkt. Das Excenter E_1 bewegt bei der beschriebenen Drehung der Welle S den Schieber nach unten, und derselbe kommt aus der Stellung in Fig. 286 (Austritt der Abgase) in die Stellung Fig. 287; es wird durch die Bohrung l die Luft und durch g das Gas in den Cylinder gesaugt. Die Zündkammer des Schiebers ist hierbei in die tiefste Lage gelangt und füllt sich in dieser mit brennbarem Gemisch; durch die Bohrung g_1 tritt das Gas herbei, während die Luft durch die Mulde l_1 im Schieberspiegel hinzutritt. Die Ladung der Zündkammer entzündet sich, wie die Fig. 287 zeigt, an der im Schieberdeckel ständig brennenden Flamme f. Nun wird der Schieber vom Excenter E_1 rasch in die Höhe bewegt und

die Zündkammer vor den Kanal a gebracht, so dass die Explosion erfolgt und der Kolben auffliegt. Die Fig. 282 zeigt die Knagge N der Kolbenstange in Berührung mit dem Hebel h_1; in dem Maasse, wie der Kolben

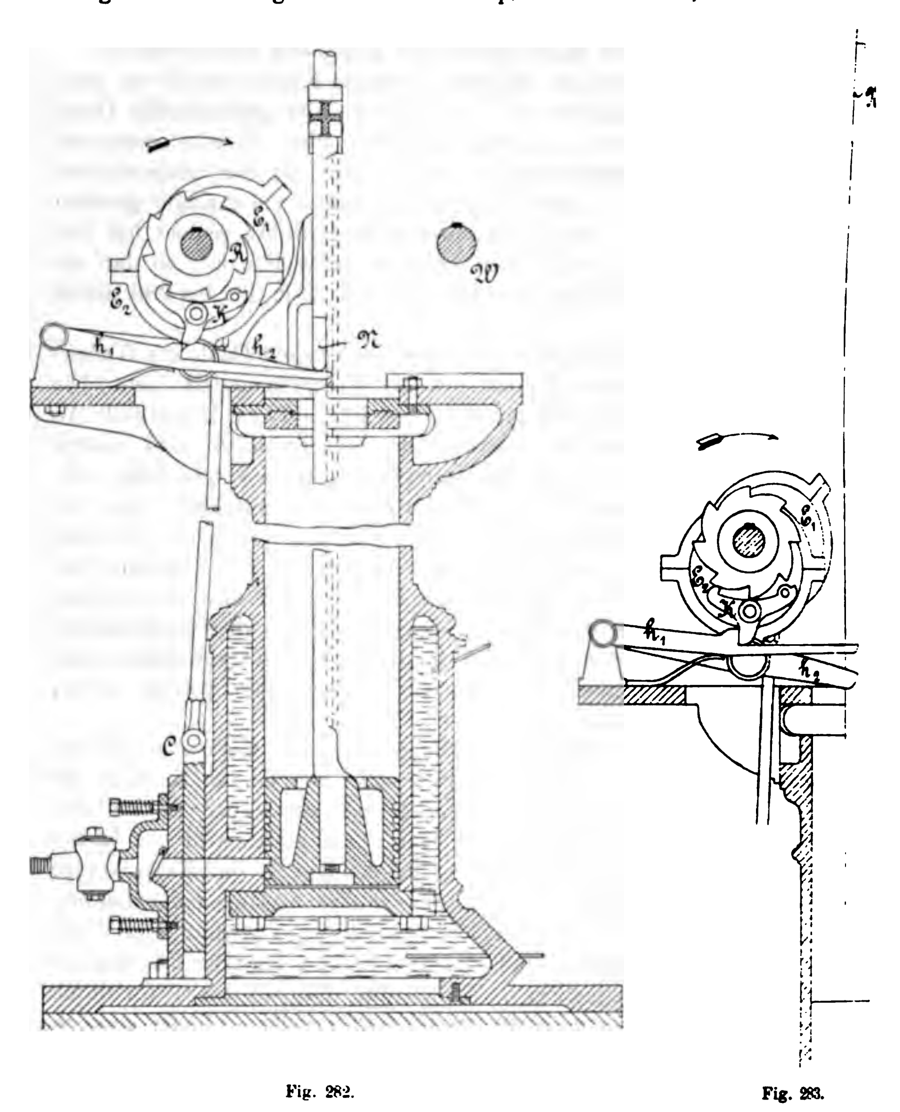


Fig. 282. Fig. 283.

von h_2 gehoben wird, kann sich nun auch h_1 vermöge der unterhalb angebrachten Feder F heben; aus Fig. 283 ist dann ersichtlich, dass die an h_1 befindliche Nase und die der Klinke K in Berührung kommen, dass

urch die Klinke aus den Zähnen des Rades R ausgelöst wird, und damit die Excenter zur Ruhe kommen. Der Schieber ist, ehe diese pause eintritt, in die Austrittsstellung (Fig. 283) gelangt; zu beachten

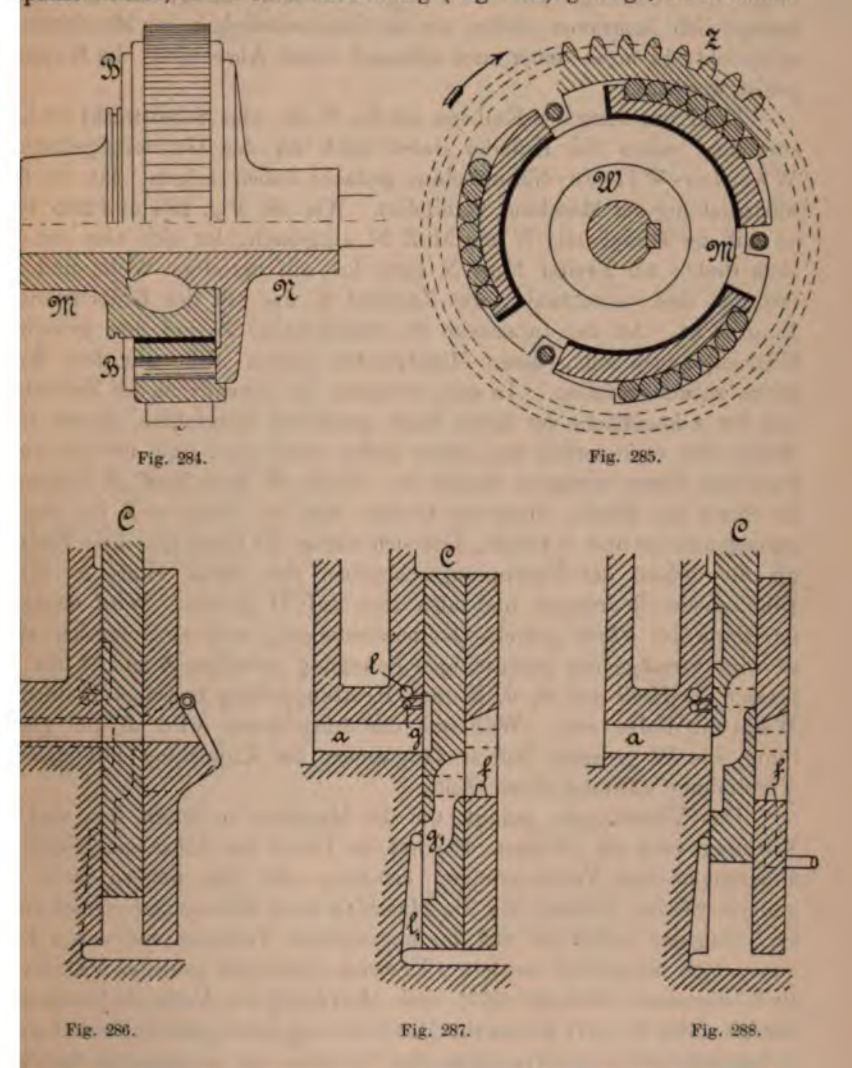


Fig. 284. Fig. 285.

Fig. 286. Fig. 287. Fig. 288.

abei nur, dass dies erst eintreten darf, nachdem die Spannung der osionsgase 1 at erreicht hat, da andernfalls ein Entweichen der ren durch die Austrittskanäle die Folge sein würde. Der Kolben langsam, da die Verbrennungsgase sich zusammenziehen, der Wasserf sich niederschlägt und somit der Druck unter einer Atmosphäre

bleibt: dies ist der Zeitabschnitt, innerhalb dessen nutzbare Arbeit auf die Welle übertragen wird. Hat der Druck 1 at wieder erreicht, so bleibt das Kolbengewicht als einzige Triebkraft übrig, und der Kolben bewegt sich langsamer nieder, als der Geschwindigkeit der Maschinenwelle entspricht; es muss daher auch während dieses Abschnittes die Kuppelung gelöst werden.

Die Kuppelung des Kolbens mit der Welle (das Schaltwerk) ist höchst sinnreich, wenn die Erfinder dabei auch an das Gummikügelchen der Wheeler-Wilson-Nähmaschine gedacht haben mögen, das die Rückwärtsdrehung der Maschine verhindert. Wie die Fig. 284 und 285 zeigen, ist auf der Hauptwelle W ein Muff M aufgekeilt, der sich also mit dieser stets dreht; ein zweiter Muff N läuft lose auf derselben Welle und trägt, fest mit sich verschraubt, das Zahnrad Z, das mit der Kolbenstange im Eingriff ist. An der Innenseite des Zahnkranzes Z sind nun cylindrische Flächen angebracht, deren Mittelpunkte jedoch nicht mit dem Wellenmittel zusammenfallen. In dem zwischen der Innenfläche des Zahnkranzes und der Aussenfläche des festen Muffs gebildeten Ringraume, dessen radiale Weite also veränderlich ist, liegen kleine Stahlrollen und auf der unteren Seite mit Leder bezogene Stahlkeile. Welle W und Muff M drehen sich im Sinne des Pfeils; fliegt der Kolben auf, so dreht er Z im entgegengesetzten Sinne und es erhellt, dass sich hierbei die Keile mit ihrer Endfläche an die Nüsse der Verbindungsschrauben des losen Muffs N mit der Blindscheibe B anlegen und also lose auf M gleiten. Wird dagegen Z im Sinne des Pfeils gedreht (Kolbenniedergang) und zwar rascher als W, so wird vermöge der gegenseitigen Bewegung zwischen Z und M ein Festpressen der Keile auf M, d. h. eine Kraftkuppelung zwischen Kolben und Welle die Folge sein. Während der Austrittszeit wird Z im gleichen Sinne wie W gedreht, jedoch langsamer; die Kuppelung löst daher die Verbindung während dieser Zeit.

Das Vorstehende genügt, um die Maschine in ihrem Bau und ihrer Wirkungsweise zu erklären. Sie hat im Laufe der Jahre mancherlei Abänderungen und Verbesserungen erfahren, die hier um so mehr übergangen werden können, als die Maschine vom Schauplatze verschwunden ist. Dagegen sollen die mit ihr angestellten Versuche und deren Ergebnisse noch angeführt werden. Tresca (Ann. du conserv. VII. S. 629 Bull. d'encour. 1874. S. 167) und Meidinger (Verh. d. Gewerbfleissvereins 1868 S. 137) haben die Maschine eingehend geprüft, und es werden insbesondere die Dauerversuche des letzteren als mustergiltig bezeichnet. Wir geben Meidingers Ergebnisse. Die Maschine hatte 150 mm Kolbendurchmesser und 980 mm grösste Flughöhe. Die folgende Tabelle zeigt die wesentlichen Ergebnisse.

Versuchs-Nummer	Anzahl der Kolbenspiele in der Minute	Anzahl der Umdrehungen in der Minute	Arbeitsleistung in mkg	Gasverbrauch für die Pferdestärke und Stunde in cbm
1	43	106	47,7	0,834
2	37	90	44,5	0,830
3	34	75	40,1	0,810
4	29	60	35 4	0,757
5	20	40	26,4	0,742
6	13	75	13,4	0,993
7	26	75	13,4	1,390

Die beiden letzten Versuche zeigen den Einfluss der richtigen Zunmensetzung des Gemisches sehr ıtlich; bei 6 wurde behufs gulierung die Stellung des Ausshahns verändert, während bei der Gaszufluss gedrosselt wurde. ie Zahl der Umdrehungen und e Leistung ist in beiden Verıchen gleich; doch macht die laschine bei 7 doppelt soviel lübe von entsprechend kürzerer lauer und erhöht den Gasverrauch um 40 %. Als übliche 'mdrehungszahl führt Meidiner 75 an; im Betriebe dürfe an die Leistung um 5 bis)⁰/o geringer nehmen. Die Abstemperatur hängt mit der Zahl r Hübe zusammen; es fand h für

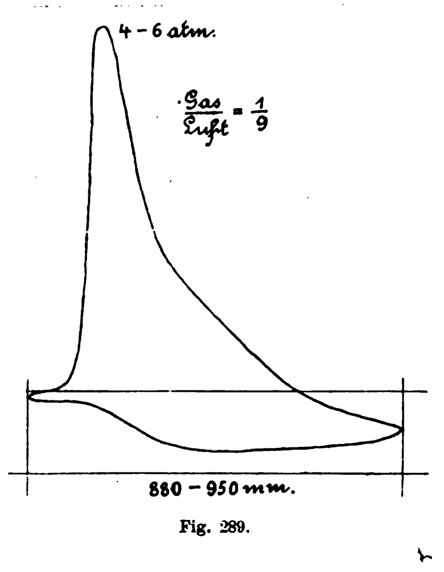


Fig. 289.

45	37	28	20	minutl. Hübe
220°	202°	181°	140°	Abgastemperatur.

Die Zündflamme brauchte stündlich 42,4 l.

Ein Diagramm dieser Maschine zeigt Fig. 289. Die Zeit des Aufegens des Kolbens ist nur eine sehr geringe; bis zur Erreichung der ıchsten Spannung hat derselbe etwa $^1/_{14}$ seines Weges zurückgelegt.

Die soeben beschriebene Maschine hat das Feld der Praxis verlassen, ohl hauptsächlich des sehr lästigen Geräusches wegen, von dem ihr Gang ›gleitet war. Sie wurde in dieser Hinsicht völlig überboten von der 'aschine von A. de Bisschop (1871), die sich aber auch nicht auf ›m Felde behauptet hat. Wir haben es hier nur mit einer Maschine

1 e) zu thun, aber gera
zu bezeichnen. Man l
genannt, weil bei il
arbeitsleistend wirkt oder w

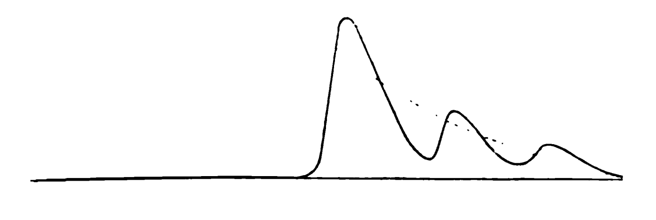


Fig. 290.

mm dieser Maschine (Fig. 290,
vom 3. März 1879) lässt die Rich
einen.

ieser Maschine mit einem neuen K
triebe zu thun, das man gesch
nnt. In Fig. 291 ist eine Skizze ge
A ist das Wellenmittel, BC die S
htung des Kreuzkopfes, und zwar
erbei BC nicht durch das Wellenmit
Der Kreuzkopf steht in seinen Todtp
stellungen, sobald die Kurbel AK un
Lenkstange KP in eine Gerade fallen,
man findet diese beiden Stellungen B
C, wenn man die Schnittpunkte der
mit KP — AK, bezw. mit KP + AK
Halbmesser um A beschriebenen Kreis
BC aufsucht. Hieraus ergiebt sich er
das der Kolbenhub grösser als der dop
Kurbelhalbmesser ist, und zweitens,
die Kurbelwinkel für Hin- und Hergang
Kolbens verschiedene sind. Die Mas
wurde stehend gebaut, und es ist daher er
lich, dass bei der Drehrichtung im
aufgange der Winkel TAS, zum Niederg
Winkel 360° — TAS gehört, d. h. der K
langsam abwärts. Beim Kolbenaufgange e
der Ladung, Explosion und Ausdehnung,
Wie erwähnt, ist der Hub grösser als der dop

Kurbelhalbmesser, und dieser Umstand gestattet eine bessere Ausnutzung der Ausdehnungskraft der Gase; dabei erfolgt die Zündung etwa, wenn Kurbel und Lenkstange einen rechten Winkel bilden, so dass der Antrieb ein kräftiger ist. Ausserdem aber erfolgen Explosion und Ausdehnung während einer verhältnissmässig kurzen Zeit, so dass die äussere Kühlung nicht stark einwirken kann. Dagegen erfolgt beim Kolbenniedergange das Ausstossen der Abgase verhältnissmässig langsam, so dass die Kühlung sich sehr bemerkbar macht und den Druck der Abgase unter 1 at erniedrigen kann. In diesem Falle wird also der Druck der äusseren Luft wirksam werden, weshalb eben die Maschine halbatmosphärisch genannt worden ist. Es ist auch ersichtlich, dass die Maschine in diesem Falle doppeltwirkend wird. Dieses an und für sich wenig empfehlenswerthe Kurbelgetriebe ist also in höchst geschickter Weise verwerthet, um die Wirkungsweise der Maschine möglichst günstig zu gestalten. Der Umstand, dass die Maschinen nur für kleine Leistungen gebaut wurden und dass sich das Kurbelgetriebe an denselben erhalten hat, dürfte etwaige Bedenken beseitigen.

Die Maschine selbst ist in den Fig. 292 bis 295 dargestellt. Der Kolben bewegt sich in einem mit schmalen Gussrippen versehenen Cylinder, welche die Kühlung desselben besorgen. Den Zutritt der Ladung, sowie den Austritt der Abgase vermittelt ein einfacher Kolbenschieber, der in der Mitte eingedreht ist. In das Gehäuse des Schiebers münden in einer Horizontalebene, aber um 90⁰ versetzt, die Gas- und Luftleitung. Die Luft tritt durch feine (etwa 3 mm weite) mittels Kautschukplatte verschliessbare Bohrungen einer Platte c herbei; in der Gasleitung liegt bei b eine ähnliche Platte. Der Arbeitskolben ist in seiner untersten Stellung gezeichnet; er geht aufwärts und saugt. Die Ringnuth des Kolbenschiebers eröffnet eben die Verbindung der Leitungen für Gas und Luft mit dem Cylinderkanale f; auf diese Weise bildet sich die Ladung. Bei etwa $^1/_3$ seines Aufganges geht der Kolben an einer in der Cylinderwand angebrachten Oeffnung i vorbei; der Zufluss von Gemisch ist kurz zuvor vom Schieber abgeschnitten worden. Die erwähnte Oeffnung i ist (Fig. 296) mit einer Klappe aus Stahlblech ausgerüstet, die sich nach innen öffnen kann. Vor derselben brennt aussen eine Flamme, deren Brenner mit seitlicher Luftzufuhr angeordnet ist; ein Hilfsbrenner m dient zur Wiederentzündung der Flamme, falls diese erlischt. Ist nun der Kolben an der Oeffnung i vorbei gegangen, so saugt er durch dieselbe die Flamme in den Cylinder, und die Ladung wird entzündet; der entstehende Druck schliesst die Klappe, und es erfolgt Ausdehnung. Ist der Kolben im oberen Todtpunkte angelangt, so beginnt der Austritt. Der Kolbenschieber hat sich soweit gehoben, dass die in der Wandung seines unteren hohlen Theiles angeordnete Oeffnung e mit dem Kanal f sich deckt, und die Abgase entfernen sich durch das Rohr a.

Im oberen Deckel des Cylinders, der zugleich die gebohrte Führung des Kreuzkopfes angegossen trägt, sind Oeffnungen angebracht, um die über dem Kolben befindliche Luft frei aus- und eintreten zu lassen.

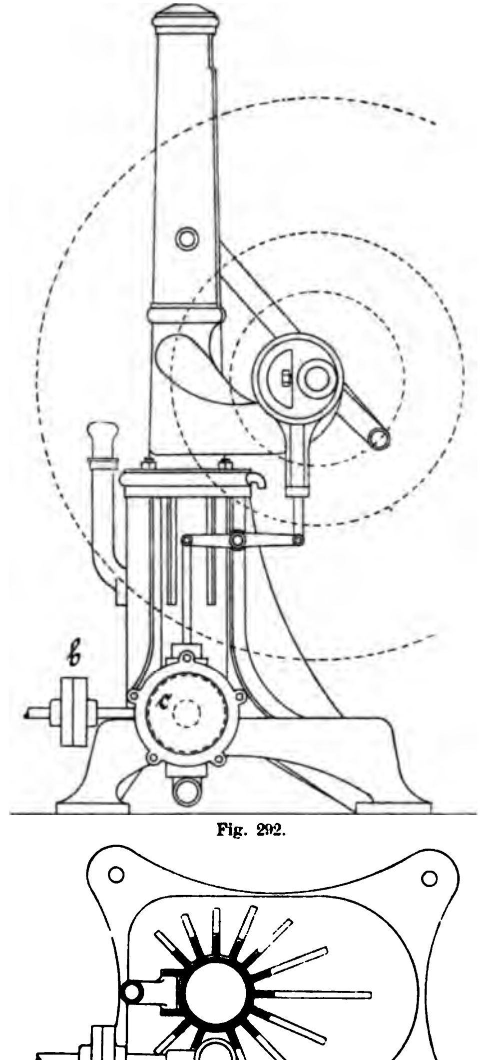


Fig. 292.

Fig. 293.

Die Kurbelwelle ist in einer langen, an den Cylinder angegossenen Büchse gelagert; innen trägt sie die Kurbel, aussen ein Excenter, das Schwungrad und die Riemenscheibe. Das Excenter bewegt unter Vermittelung eines Zwischenhebels den Kolbenschieber. Bei französischen Maschinen ist dieser Schieber behufs leichterer Ausbesserung mit einem aufgezogenen Broncemantel versehen.

Frese und Schöttler haben eine zu $^1/_6$ e angegebene Maschine gebremst und gefunden:

1. Versuch, 65 Minuten. Die Maschine leistete bei durchschnittlich 92,3 minutlichen Umdrehungen (schwankend von 80 bis 100) 0,17 e und verbrauchte stündlich 715 l Gas (4,2 cbm für e und h).

2. Versuch, 31 Minuten. Bei 98,2 mittlerer Umdrehungszahl (von 94 bis 110 schwankend) ergaben sich 0,19 e und ein Verbrauch von 892 l Gas (4,7 cbm für e und h).

Gelegentlich der Wiener Kleingewerbeausstellung 1884 ist eine Maschine Bisschop's von 1,5 Manneskraft geprüft worden. Sie gab bei 147 Umdrehungen eine grösste Leistung von 11,17 mkg = 0,149 e. Gasverbrauch für die Stunde und Pferdestärke 4,9 cbm. Temperatur der

h 15 Min. Betriebsdauer 47°, nach
ıhl schwankte von 138—155. Die
ı des Gashahns von Hand. Zur Er-

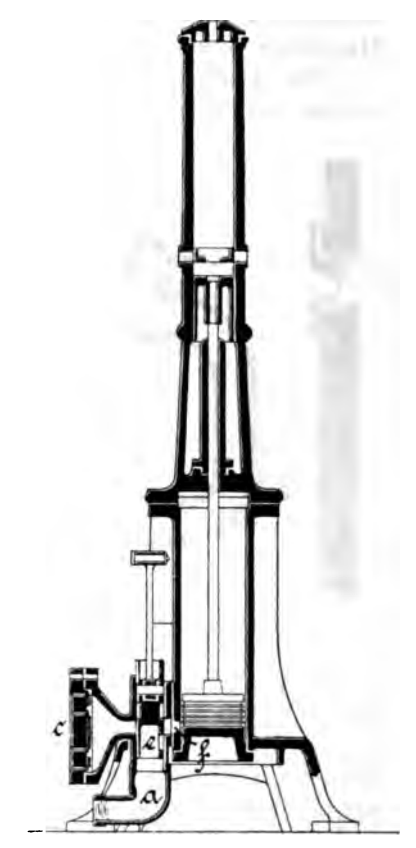


Fig. 295.

ırfte die Maschine hohen Gasdrucks.
Co. in Wien gebaut.
rauchswerthe an:
nde 250 l Gas (6,25 cbm)
350 l „ (4,37 „)
1850 l „ (3,70 „)
ır hohe, doch fallen sie bei so kleinen
n bedeutender Vorzug war die grosse
Umstand, dass Kolben und Schieber

Betreffs abweichender Einzelheiten an französischen Maschinen (von Mignon und Rouart in Paris gebaut) sehe man Richard T. 1 und 2; ferner D. R. P. 8245, 10626, 14080 (Sombart's Patente). In Deutschland wurden diese Maschinen von Buss, Sombart & Co. in Magdeburg gebaut.

Die Maschine von Gilles in Köln (1874) ist gleichfalls dem Bestreben entsprungen, eine Kraftmaschine zu liefern, die das lästige Geräusch der Otto-Langen'schen Maschinen vermied. Die Anordnung hat sich aber als wenig lebensfähig erwiesen. In dem aufrechten Cylinder der Maschine bewegten sich zwei Kolben, der Arbeits- und der Flugkolben. Ersterer war mittels Pleuelstange an die Kurbel angeschlossen, letzterer dagegen wurde durch die Ausdehnungskraft der Gase in die Höhe geschleudert und machte auf dem Rückwege den Ueberdruck der äusseren Luft nutzbar. Zutritt des Gasgemisches und Zündung vermittelte ein Schieber, der Austritt erfolgte durch ein Ventil. Die Maschine wurde durch Otto's neue Maschine aus dem Felde geschlagen. Zeichnungen siehe in Schöttler, I. Aufl., T. 3 und Musil T. 4.

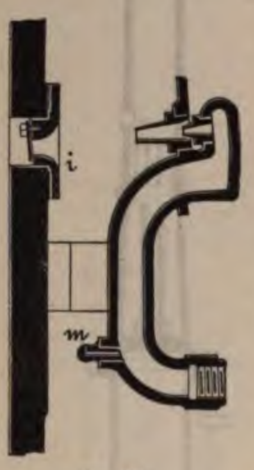


Fig. 296.

Hallewell entwarf 1875, gleichfalls als Ersatz für die Maschinen Otto-Langen's, eine atmosphärische Gaskraftmaschine. Die Explosion der Ladung findet in einem mit Wasserkühlung versehenen Cylinder statt, in dem ein Flugkolben angeordnet ist. Die Explosion wirft den Kolben in die Höhe, und beim Niedergange wirkt der Druck der äusseren Luft zufolge der stattfindenden Zusammenziehung der Abgase treibend. Diese so erzeugte Luftleere wird nun in einem Cylinder nutzbar gemacht, welcher ähnlich wie der einer Dampfmaschine gebaut und mit Schiebersteuerung versehen ist. Die Maschine ist doppeltwirkend. Bezüglich einer Ausführung der Maschine ist nichts bekannt geworden. Zeichnungen gab Richard auf T. 4.

Die Anordnung Robson's (1881) erweckt wenig Zutrauen. Sie lehnt sich unmittelbar an den Grundgedanken Otto-Langen's an, ist aber wesentlich verwickelter. Der Flugkolben ist hierbei von einer Reihe von Kegelfedern belastet, die beim Auffluge zusammengedrückt werden und daher beim Niedergange arbeitsleistend wirken. Zum Ansaugen der Ladung ist eine Pumpe angeordnet. Betreffs näherer Einrichtungen und Verwendungen (Gashammer) sehe man Richard T. 4 und 5.

Witz führt weiter eine Maschine von François (1882) an, die er jedoch mit Ausnahme des Schiebers (S. 251) lediglich beschreibt, ohne

nungen beizufügen. Wir haben es mit einer Nachbildung bezw. änderung der Bisschop'schen Maschine zu thun. Dieselbe arbeitet att so, wie die Bisschop's, ist aber doppeltwirkend und hat zwei elstangen, zwei Kurbeln und zwei Schwungräder, ist also wesentlich wickelter als jene. Sie soll betreffs geringen Gasverbrauchs und der leichförmigkeit des Ganges bemerkenswerth gewesen sein. Siehe Revue ndustrielle 1882.

Endlich sei die Maschine Schweizer's (1883) erwähnt. Hier dreht ich, wie bei Revolvern, eine Trommel, welche mehrere Kammern enthält, ie sich bei der Drehung mit Gas und Luft füllen; die Ladung einer olchen Kammer wird im geeigneten Augenblicke entzündet und alsdann it dem Arbeitscylinder in Verbindung gesetzt. Näheres über diese underliche Anordnung siehe bei Richard T. 7.

Von dieser ganzen Gruppe hat, wenigstens für deutsche Verhältnisse, ur die Bisschop'sche Maschine s. Z. Bedeutung erlangt und auch ese nur für geringe Arbeitsleistungen. Die Kompressionsgasmaschine t alle Vertreter dieser Gruppe, sobald sie grössere Leistungen beab-htigten, aus dem Felde geschlagen. Buss, Sombart & Co. bauten Bisschop'sche Maschine bis zu 1 e — für grössere Leistungen rden Maschinen mit vorgängiger Verdichtung der Ladung verwendet.

Die Vorgänge im Cylinder der Gaskraftmaschinen.

Den geschichtlichen Verlauf der Anschauungen über die Vorgänge dem Cylinder der Gasmaschine, insbesondere bei der Explosion und sdehnung, hat Schöttler in einer längeren Abhandlung in der itschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1886 S. 209 dargelegt, welcher bis zum hre 1887 reichenden Darstellung wir hier zunächst folgen.

In den ersten Zeiten des Gasmaschinenbaues ist man auf Vermuth-gen, in welcher Weise die Ladung im Cylinder gelagert sei bezw. ob eselbe von gleichmässiger Beschaffenheit sei, und in welcher Weise sich e Verbrennung der Ladung und ihre Ausdehnung vollziehe, nicht ein-etreten; selbst ein so vortrefflicher Forscher wie Tresca, welcher die asmaschine sehr gründlich untersuchte, unterliess den Versuch, die Vor-änge im Innern von Punkt zu Punkt zu beleuchten. Dass eine Explosion eine augenblickliche Verbrennung ist, sondern dass es dazu einer be-timmten, messbaren Zeit bedarf, wies schon Bunsen 1857 in seinen Gasometrischen Methoden" nach, wenn auch die von ihm ermittelten Verthe der Fortpflanzungsgeschwindigkeiten der Flamme entschieden zu leine waren (Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1885 S. 252). Die That-sche, dass die für den Augenblick der Explosion berechneten Spannungen e von den Indikatordiagrammen aufgewiesenen erheblich überwiegen, er-

[illegible] durch den eben angeführten Umstand, theils durch die [illegible] ung.

[illegible] Umstand, dass die 1867 von Otto und Langen auf den [illegible] atmosphärische Gaskraftmaschine den älteren direkt [illegible] Maschinen gegenüber eine Verminderung des Gasverbrauchs [illegible] pferdestärke von 2,5 auf 0,8 cbm ergab, regte die Frage [illegible] Verbrennungsvorgange noch nicht an, da hier die verschiedene [illegible] digkeit vorerst erklärend eintrat. Bei der Besprechung [illegible] Hirn's über die Theorie der Gasmaschinen (Cosmos 1860 Bd. [illegible] S. 610 und Dingler 1861 Bd. 159 S. 1) sagt Grashof betreffs [illegible] Verbrennungsversuche in kupfernen Gefässen (Zeitschr. d. V. d. Ing. Bd. 5 S. 133): „Diese in allen Fällen grosse Schnelligkeit der [illegible] nahme, wenn sie auch bei der Lenoir'schen Maschine, wo die [illegible] linderwand stets eine höhere Temperatur behält, nicht ganz so gross [illegible] lässt mit Deutlichkeit erkennen, dass eine ziemlich grosse Geschwindigkeit stets eine Hauptbedingung für die Vortheilhaftigkeit der Gasmaschine bilden wird; oder vielmehr, es wird für jede Gasart und für jedes Mischungsverhältniss derselben eine gewisse vortheilhafteste Geschwindigkeit des Kolbens und Temperatur der Wandung geben, welche nur durch Versuche mit der Maschine selbst festgestellt werden können."

Den Vorsprung der atmosphärischen Maschinen den älteren gegenüber begründet Meidinger in seinem Bericht über die Dauerversuche mit einer Otto und Langen'schen Maschine (Badische Gew.-Zeitg. 1868 S. 38) wie folgt: „Der Nutzen dieser Umformung der Kraft gegenüber der unmittelbaren Uebertragung derselben auf das Schwungrad besteht darin: Bei dem ungehindert raschen Auffluge des Kolbens werden die Gase weniger stark von aussen abgekühlt, die Explosionskraft kann sich deshalb besser entfalten, als bei langsamer Kolbenbewegung. Infolge der grossen Cylinderwände müssen zwar immerhin beträchtliche Wärmeverluste stattfinden; dieselben wiederholen sich während des verhältnissmässig langen Niederganges des Kolbens. Während sie aber beim Auffliegen desselben einen Effektverlust verursachten, so bewirken sie umgekehrt beim Niedergange des Kolbens einen Effektgewinn, da dann der Ueberdruck der äusseren Atmosphäre um so länger zur Geltung kommt. Der Gesammtwärmeverlust der Gase durch Abkühlung an den Cylinderwänden erlangt dadurch hinsichtlich der Wirkung auf den Kolben einen minder hohen Ausdruck."

Auch Reuleaux spricht sich in gleicher Weise aus (Verhandl. d. V. z. B. d. Gewerbfl. 1867 S. 198) und sagt u. A.: „Während Lenoir den störenden Temperaturüberschuss coûte qu'il coûte beseitigt, Hugon unterwegs wenigstens noch einen Theil desselben dem Untergange entreisst, suchen Otto und Langen von Haus aus den Temperaturüberschuss zu vermeiden, indem sie die Explosionswärme sofort nach ihrem Entstehen in

ische Arbeit verwandeln, in Arbeit, welche zunächst in nutzbaren phärendruck umgesetzt wird, um darauf mit Bequemlichkeit an das de Werk abgegeben werden zu können."

Das Interesse an den Verbrennungsvorgängen erwachte erst, als die Diagramme der Otto'schen Gaskraftmaschine mit vorgängiger dichtung der Ladung näherer Betrachtung unterwarf. Die Ausdehngskurven dieser Diagramme zeigten denen der älteren Maschinen gegenüber ein viel langsameres Fallen; die Kurven älterer Maschinen lagen weit unter der Adiabate, die der Otto'schen ganz in der Nähe, oft über derselben. Da auch bei diesen Maschinen eine starke Kühlung durch den Wassermantel vorlag, so musste mithin eine starke Wärmezufuhr während der Ausdehnung der Gase eintreten. Ein solche Wärmezufuhr von aussen

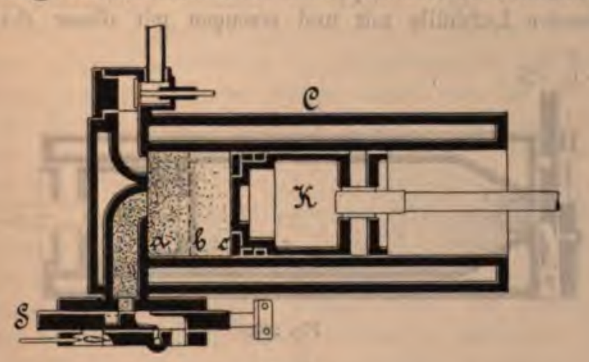


Fig. 297.

her fand nicht statt, mithin musste diese aus der Ladung selbst stammen, d. h. man musste annehmen, dass im Punkte der höchsten Spannung die Explosion keineswegs vollendet sei, sondern dass noch während der Ausdehnung eine weitere Verbrennung stattfinde, welche man als „Nachbrennen" bezeichnete.

Das Verdienst, diese Dinge zuerst ins Auge gefasst und seine Anschauung klar ausgesprochen zu haben, gebührt eben dem Erfinder dieser Maschine, Dr. Otto. Er spricht sich darüber in seiner ersten Patentschrift (D. R. P. 532), zunächst im Hinblick auf die Maschinen ohne Kompression, wie folgt aus:

„Der im Cylinder C (Fig. 297) befindliche Kolben K wird durch die lebendige Kraft des Schwungrades bewegt und saugt, während er den Weg von a bis b zurücklegt, durch den Schieber S Luft und auf dem weiteren Wege, von b bis c, ein inniges Gemisch von Gas und Luft in den Cylinder. Dieses Gemisch hat eine solche Zusammensetzung, dass es bei seiner Entzündung selbständig brennbar ist. Es tritt dadurch in dem Cylinder eine Vermengung der Gemischkörperchen brennbaren Gases mit

der vorher angesaugten Luft ein, etwa so gedacht, als ob die in der Zeichnung angegebenen schwarzen Punkte brennbare Gemischkörperchen bezeichneten, die in der vorher eingeführten Luft schwimmen. Die brennbaren Gemischkörperchen sind um so dichter neben einander; je näher sich dieselben der Zündungsstelle befinden. Wenn der Kolben sich bis c bewegt hat, schliesst der Schieber die Zuführungskanäle, und eine durch den Schieber S in den Cylinder eingeleitete Flamme bewirkt die Entzündung der Gemischkörperchen, welche der Einführungsstelle zunächst liegen; diese Entzündung theilt sich den folgenden Gemischkörperchen mit und schreitet um so langsamer vor, je weiter diese Körperchen von einander entfernt sind, je mehr also die Verbrennung sich dem Kolben nähert. Die verbrennenden Gemischkörperchen theilen die freiwerdende Wärme der sie umgebenden Lufthülle mit und erzeugen mit dieser durch das Be-

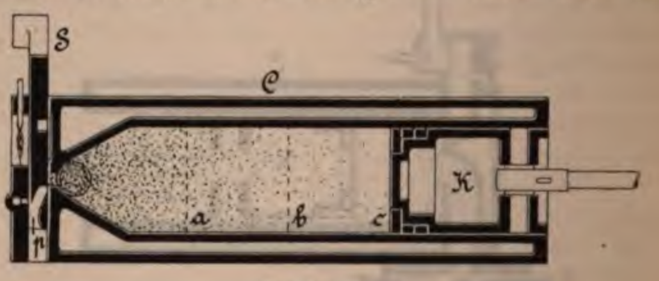


Fig. 298.

streben, sich auszudehnen, eine erhöhte Spannung, welche auf den Kolben treibend wirkt. Da diese Spannung die Folge einer Reihe einzelner Entzündungen der Gasgemischkörperchen ist, so tritt dieselbe allmälig ein; sie ist in ihrer Wirkung nicht gleich der Wirkung einer durch Explosion eines Gasgemisches erzeugten plötzlichen Spannung und deshalb auch nicht begleitet von den bei Explosionsmaschinen unvermeidlichen Stössen und Wärmeverlusten. Dieser so erzeugte dauernde und ruhige Druck auf den Kolben treibt denselben bis zu der durch den Kurbelhub begrenzten Stelle des Cylinders."

Und betreffs der Gasmaschine mit Verdichtung der Ladung heisst es daselbst: „Arbeitet der Cylinder als Verdichtungscylinder, so ist der Process folgender: Der Kolben beginnt seinen Weg bei a (Fig. 298), saugt durch den Kanal p auf der Hublänge a bis b Luft an und auf dem weiteren Hube von b bis c brennbares Gemisch. Dabei wird die zuerst eintretende Luft die Gasart verdrängen, welche als Verbrennungsprodukt des vorherigen Kolbenhubes den Verdichtungsraum füllte; das auf dem Kolbenwege b bis c eintretende brennbare Gasgemisch verdrängt diese Luft und füllt den Verdichtungsraum. Während also der Kolben sich von a bis c bewegt, folgt ihm zunächst das im Verdichtungsraume ge-

bene Gemisch von Luft und verbrannten Produkten des vorhergegangenen els, alsdann die frisch angesaugte Luft und zuletzt das brennbare sgemisch. Diese drei Gasarten bleiben jedoch nicht scharf getrennt, ien aber auch keine innige Mischung ein, sondern eine solche, etwa so dacht, als ob die in der Zeichnung angegebenen schwarzen Punkte brennare Gemischkörperchen bezeichneten, die zum Theil in anderer Luft chwimmen. Der Kanal p ist mit beendetem Kolbenhub geschlossen. Der Kolben wird nun durch die lebendige Kraft des Schwungrades zurückgeschoben und drängt Verbrennungsprodukte, Luft und Gasgemisch in den Verdichtungsraum. Es tritt in diesem eine den Volumenverhältnissen entsprechende Verdichtung ein, ohne dass indess die Reihenfolge der Schichtungen der aus Verbrennungsprodukten, Luft und Gas bestehenden Ladung eine wesentliche Veränderung erfährt. Hat der Kolben diesen Rückgang beendet, so bewirkt eine durch den Schieber S in den Verdichtungsraum eingeführte Flamme die Entzündung der brennbaren Gasgemischkörper; die freiwerdende Wärme theilt sich bei fortschreitender Verbrennung den entfernter liegenden Gemischkörperchen der ganzen Füllung mit, und deren Volumenvermehrung wirkt treibend auf den Kolben und das Schwungrad."

Aus dieser Darlegung der Otto'schen Anschauungen von den Vorgängen im Innern des Cylinders treten die beiden Annahmen, die er macht, klar hervor: 1. dass eine „schichtenweise Lagerung" der oben bezeichneten Gasarten vorliege oder richtiger, dass der Gasreichthum der Ladung vom Schlusskanale nach dem Kolben hin abnehme und 2. dass eine „sich verlangsamende Verbrennung" stattfinde.

Die Ansichten der betheiligten Kreise betreffs beider Annahmen waren nun keineswegs übereinstimmende; man hat in umfassendster Weise Stoff herbeigetragen, theils um die Annahme zu bekräftigen, theils um sie als unhaltbar hinzustellen und durch andere zu ersetzen. Alle Untersuchungen knüpfen unmittelbar oder mittelbar an die oben dargelegte Theorie an, und es muss daher Otto, dem Erfinder der bedeutendsten der Kleinkraftmaschinen, auch das Verdienst zugeschrieben werden, den ersten Baustein zur wissenschaftlichen Erforschung der Vorgänge im Cylinder der Gasmaschine, d. h. zur Theorie der Gasmaschine, geliefert zu haben.

Wollten wir planmässig vorgehen, so müssten wir jede der beiden Annahmen nebst dem einschlägigen Versuchsstoff gesondert betrachten und schliesslich die Wege darlegen, die wir zur Erforschung der in Rede stehenden Verhältnisse besitzen; die Dinge sind aber oft so eng mit einander verknüpft, dass es räthlicher erscheint, den Stoff geschichtlich zu behandeln. Nur von einer Seite sind Einwände erhoben worden, die ausser Zusammenhang mit dem Uebrigen stehen und deshalb hier vorweg behandelt werden mögen. Es sind dies die Darlegungen Wigand's in der Schrift: „Zur Frage der freien Konkurrenz im Gasmotorenbaue". In den

Fig. 299 bis 301 sind die in Rede stehenden Vorgänge nach verschiedenen Auffassungen dargestellt. Wigand sagt: „Dass Gase, welche aus einem engen Kanale in einen weiteren Raum eingesogen werden, sich nicht hinter

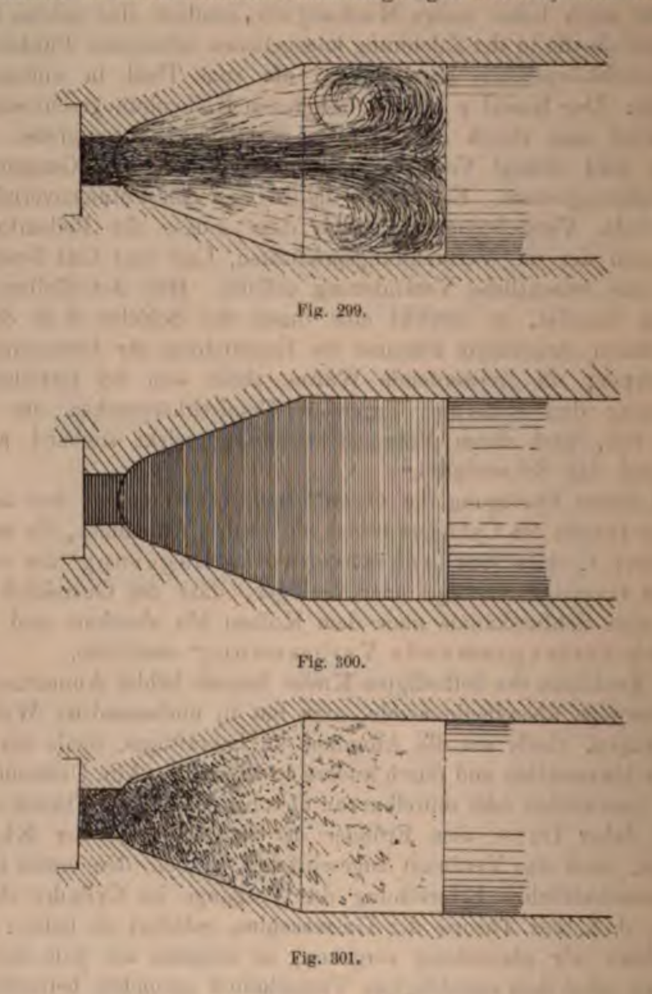


Fig. 299.

Fig. 300.

Fig. 301.

einander ablagern, sondern dass sie den Raum durchstreichen und, wie in Fig. 299 angedeutet, gegen den Kolben prallen, zurückströmen und Wirbelbewegungen ausführen, die eine mehr oder weniger innige Mischung des Ganzen bewirken, bedarf wohl keines Beweises." Fig. 300 zeigt, wie sich Wigand die Auffassung der Bildung der Ladung nach der Patentschrift vorstellen zu müssen glaubt, Fig. 301 dagegen die Auffassung der Deutzer Fabrik. Dass die Vorstellung einer schichtenweisen Lagerung, wie sie

Wigand Otto zuschreiben möchte, nicht haltbar ist, scheint ohne weiteres klar. Andererseits kann man auch der Wigand'schen Ansicht nicht beipflichten; er spricht selbst vom Ansaugen der Gase, bildet aber einen Vorgang ab, der nur eintreten könnte, sobald die Gase einen wesentlichen Ueberdruck über die Spannung im Cylinder besässen. Um letzteren Punkt etwas zu beleuchten, ist in Fig. 302 ein Theil eines mit schwacher Feder aufgenommenen Indikatordiagramms gezeichnet, aus welchem sich Folgendes ergiebt: Das Ausstossen der Rückstände erfolgt, da die Austrittskurve 1,5 mm über der atmosphärischen Linie liegt, 25 mm = 1 kg/qcm der Federmassstab ist und der Barometerstand 760,48 mm Hg = 10342,5 mm

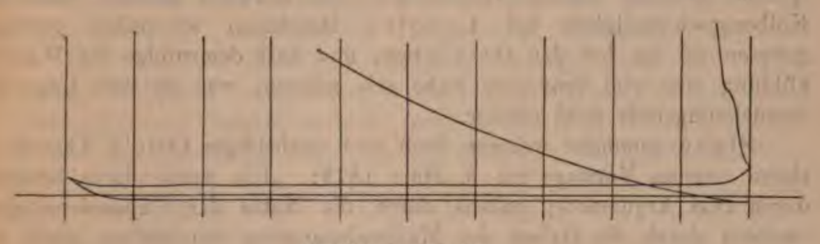


Fig. 302. $^{9}/_{10}$ nat. Gr.

Wasser betrug, bei einer Spannung von 10942,5 mm Wassersäule; etwa bei 0,95 des Hubes beginnt eine leichte Verdichtung bis auf 2,6 mm oder 11382,5 mm, und nunmehr senkt sich die Spannung auf — 0,7 mm oder 10062,5 mm, welchen Werth sie bis an das Hubende beibehält. Der Gasüberdruck betrug bei diesen Versuchen 23,5 mm, der Luftüberdruck (Luftuhr) 6,5 mm; mithin Gasdruck 10 366 mm, Luftdruck 10 349 mm. Somit trat das Gas mit 303,5 mm, die Luft mit 286,5 mm Wassersäule in das Cylinderinnere ein. Von einem Ansaugen kann daher wohl nicht die Rede sein, doch genügt die Grösse des Ueberdruckes kaum, um Wigand's Ansicht zu unterstützen. Luft und Gas treten mit den im Verdichtungsraum verbliebenen Rückständen sicher in mehr oder minder innige Mischung, doch dürfte die in Fig. 301 gezeichnete Auffassung der Wirklichkeit nahe kommen und die Annahme, dass die Ladung vom Schlusskanale nach dem Kolben hin an Gasreichthum abnehme, vorerst als noch nicht widerlegt zu erachten sein. Es wird weiterhin zu zeigen sein, welche weiteren Versuchsergebnisse hierzu vorliegen.

Die oben dargelegte Theorie Otto's erfuhr eine eingehendere Erörterung bei Gelegenheit eines Vortrages, den Slaby im Verein für Gewerbfleiss am 4. Febr. 1878 hielt. Redner schloss sich Otto's Anschauung an und sagte: „Eine Explosion der gesammten eingeschlossenen Ladung kann infolge der geschilderten Anordnung nicht stattfinden, die Flamme wird sich gewissermassen nur schrittweise von Schicht zu Schicht verbreiten. . . .

Es kann hiernach kein Zweifel darüber obwalten, dass im ersten Augenblicke der Zündung eine wirkliche Explosion erfolgt; dass diese aber nur die in unmittelbarer Nähe des Cylinderbodens befindlichen Schichten umfasst, lehrt der weitere Verlauf der Expansionskurve. Sollte die Explosion sich über den gesammten Inhalt des Cylinders erstrecken, so müsste die Expansionskurve ähnlich wie bei den Diagrammen der Maschine von Lenoir sehr schnell fallen. Die allmälige und sanfte Neigung der Kurve drängt zu der Annahme, dass die Verbrennung der eingeschlossenen Gase fast während des ganzen Kolbenhubes vor sich geht, indem die Zündung sich von Schicht zu Schicht weiter nach vorn verbreitet." Bei der Aussprache hierüber machte Hörmann den Einwand geltend, dass die Kolbengeschwindigkeit bei Lenoir's Maschinen wesentlich geringer gewesen sei als bei den Otto'schen, und dass demzufolge die Wasserkühlung eine viel kräftigere habe sein müssen, was die tiefe Lage der Ausdehnungslinie wohl erkläre.

Slaby sammelte weiteren Stoff und vertheidigte Otto's Theorie in einem zweiten Vortrage am 3. März 1879: „Ich werde darin bestärkt durch zwei Argumente; erstens durch die Natur der Expansionskurve, zweitens durch die Grösse der Maximalspannung unmittelbar nach der Zündung." Er führt das weiter aus und giebt für die Gleichung $pv^x = C$ der Ausdehnungskurve an, dass der Exponent für die Maschinen von Lenoir den Werth $x = 4$, von Hugon $x = 1{,}6$, von Otto aber den Werth $x = 1{,}3$ habe. Es liege also die Ausdehnungscurve im letzteren Falle über der adiabatischen Linie, es finde daher während der ganzen Ausdehnung der Gase Wärmezuführung statt. „Für die Ansicht der allmäligen Verbrennung spricht aber noch ein zweiter Umstand. Die in den Maschinen von Lenoir und Hugon in Folge der Explosion auftretenden Maximalspannungen sind aus den Diagrammen zu entnehmen. Durchschnittlich betragen dieselben 4 at. Unter Zugrundelegung der vorzüglichen Versuche von Tresca über die Zusammensetzung des in diesen Maschinen zur Verwendung kommenden Explosionsgemisches habe ich die bei der vollständigen Explosion auftretenden Spannungen berechnet und Werthe erhalten, die von den gemessenen nur wenig abweichen. Die berechneten 2 Spannungen sind etwa 1 bis 1,5 at grösser. Führt man die Rechnung in ähnlicher Weise für den Otto'schen Motor aus unter Berücksichtigung der Kompression im Momente der Zündung und nimmt an, dass, wie bei den ersten Maschinen, die Explosion sich über die gesammte Ladung erstreckt, so erhält man eine Spannung von 17 at, während die Diagramme nur eine Maximalspannung von 9 bis 10 at zeigen. Diese Differenz ist wohl der untrüglichste Beweis, dass die erste Zündung eine Explosion der gesammten eingeschlossenen Ladung nicht herbeiführt. Die Otto'sche Maschine ist hiernach der erste Gasmotor, der das Princip der Explosionswirkung verlässt, der erste Repräsentant

d Schöpfer einer ganz neuen Klasse von Gasmaschinen, derjenigen mit mäliger Verbrennung des Leuchtgases."

Bei der Besprechung des Vortrages trat Wedding dieser Erklärung tgegen: „Es wurde von dem Herrn Vortragenden ausgeführt und wiesen, dass eine beständige Wärmezufuhr nach der Anfangsverbrennung den zuerst genannten Gasmaschinen stattfinde und dies durch fortgetzte Explosionen erklärt Es ist indessen schwer zu verstehen, wie nach ner doch mit heftiger Erschütterung des Gasgemenges verbundenen xplosion noch eine schichtenweise Ablagerung stattfinden kann, durch elche ein allmäliges Fortschreiten der Explosionen bedingt wird, und icht vielmehr eine so vollkommene Diffusion der Gase anzunehmen ist, ass mindestens mit einer zweiten Explosion die Verbrennung erschöpft erden müsste. Eine zutreffende Erklärung der von Herrn Dr. Slaby ewiesenen Thatsache scheint mir durch das von Bunsen gefundene Verbrennungsgesetz gegeben zu sein, wonach nur soviel Gas verbrennen kann, als zur Erzeugung einer Temperatur gehört, bei welcher die Dissociation des Verbrennungsproduktes stattfinden müsste, also eine Verbindung (Verbrennung) nicht mehr eintreten kann. Das, was Bunsen für Kohlenoxyd und Luft nachgewiesen hat, trifft sicher auch für Leuchtgas und Luft zu."

Damit hatte Wedding die Theorie aufgestellt, dass die unvollständige Verbrennung der Ladung im Augenblicke der Zündung nicht auf eine schichtenweise Lagerung zurückgeführt zu werden brauche, sondern dass sich die Thatsache des Nachbrennens ungezwungen durch die Annahme einer Dissociation erklären lasse.

Der eben angeführten Erklärung der Vorgänge schloss sich Dugald Clerk kräftig an. Am 4. April 1882 sprach derselbe vor der „Institution of Civil Engineers" hierüber; der Vortrag nebst Meinungsaustausch der Zuhörer ist auch veröffentlicht als „The thory of the Gas Engine. By Dugald Clerk. New York, Van Nostrand 1882". Die gründliche Erörterung der Sachlage in dieser Schrift veranlasst mich zur Wiedergabe der Stellen, die Schöttler in der oben angeführten Abhandlung in Uebersetzung mittheilt; die Seitenzahlen beziehen sich auf Clerk's Schrift. Clerk bespricht Bunsen's Arbeiten und sagt:

S. 48: „Verbinden sich zwei Gase, z. B. H und O zur Wasserbildung, so geht Folgendes vor: Die Temperatur steigt, bis ein Punkt erreicht ist, von dem ab eine weitere Zunahme das bereits gebildete Wasser wieder zersetzen würde; werden die Gase bei dieser Temperatur erhalten, so kann keine weitere Verbindung eintreten. Erniedrigt man die Temperatur, so findet eine weitere Wasserbildung statt. Die Temperatur, bei welcher Wasserdampf als solcher bestehen kann, ohne in Wasserstoff und Sauerstoff zerlegt zu werden, liegt nicht hoch. Bei 960 bis 1000° hat Deville

Anfänge der Zerlegung gefunden, bei 1200° war dieselbe schon beträchtlich. Ebenso zerfällt Kohlensäure bei hohen Temperaturen."

S. 54: „Die Gasmaschine unterscheidet sich von der Heissluftmaschine dadurch, dass die Temperatur trotz der bedeutenden Wärmeabfuhr durch die Cylinderwände durch die unterbrochene Verbindung der zerlegten Gase hochgehalten wird."

S. 60: „Dass die Entflammung vollkommen sei, wenn die höchste Spannung erreicht ist, wurde bisher als selbstverständlich betrachtet. Erst neuerdings ist von Otto die Theorie aufgestellt, dass in der modernen Kompressionsmaschine zur Zeit, wo bei Anfang des Kolbenhubes die höchste Spannung erreicht ist, die Flamme sich noch nicht vollständig durch die gesammte Menge der im Cylinder befindlichen brennbaren Mischung verbreitet hat, sondern dass in dem Masse, wie der Kolben vorwärts geht, die Spannung durch die allmälige Ausbreitung der Flamme hochgehalten wird. Diese vorausgesetzte Erscheinung hat man irriger Weise „sich verlangsamende Verbrennung" (slow combustion) genannt; wenn sie überhaupt stattfindet, so müsste sie „verlangsamte Entflammung" (slow inflammation) heissen. Dieselbe tritt aber in der Otto-Maschine nur dann wirklich auf, wenn dieselbe schlecht arbeitet; aber selbst dann wird die höchste Temperatur zur Zeit der vollständigen Entflammung erreicht und dieser Punkt ganz bestimmt bezeichnet."

S. 63: „Der Redner hat gefunden, dass es möglich ist, eine gegebene Menge Gemisch in einer beliebigen gegebenen Zeit zwischen $^1/_{10}$ und $^1/_{100}$ Sekunde zu entzünden, indem man die Zündung so einrichtet, dass eine geringe Menge der Mischung zunächst entzündet wird, welche, indem sie sich ausdehnt, eine Flamme durch eine Oeffnung in den Raum, der die entflammbare Mischung enthält, hineinwirft und so zu dem Grade des Fortschreitens der Verbrennung die mechanische Störung (mechanical disturbance), hervorgebracht durch die eintretende Flamme, hinzufügt. Er hat es auf diese Weise erreicht, in einem Raume von 3,27 l die Maximalspannung in $^1/_{100}$ Sekunde zu erhalten. Dieser Grad der Zündung ist zu heftig und würde der Maschine nicht Zeit lassen, den Spielraum in den Lagern, Pleuelstangen u. s. f., aufzunehmen. Aber indem man eine Mischung mit verschieden starker Anregung entzündet, kann man jede beliebige Zündungszeit von $^1/_{10}$ bis $^1/_{100}$ Sekunde erreichen. Es macht nichts aus, ob die Mischung reich oder arm an Gas ist; man kann die reiche Mischung langsam und die arme schnell entflammen, wie es verlangt wird. Der Grad der Entzündung der möglichst starken Mischung ist so langsam, dass die Zeit, in der die vollkommene Entflammung erzielt wird, nur von dem Betrage der angewendeten mechanischen Störung abhängt."

S. 64: „Fig. 303, Diagramme einer Otto-Maschine, zeigt, was vorgeht wenn die Zündung spät kommt und die Bewegung des Kolbens den Grad

der Ausbreitung der Flamme überholt. Man sieht, dass alsdann die grösste Spannung erst nach weit vorgeschrittenem Kolbenhube erreicht wird und folglich grosser Kraftverlust stattfindet, indem die Spannung ihr Maximum erreicht, wenn es für das Ausgangsventil Zeit zum Oeffnen ist. Dies mag verschiedene Ursachen haben, als: zu dünne Mischung oder zu geringe mechanische Anregung oder verspätete Zündung. Diese langsame Verbrennung oder vielmehr diese langsame Entflammung muss in der Gasmaschine vermieden werden. Man sollte jede Anstrengung

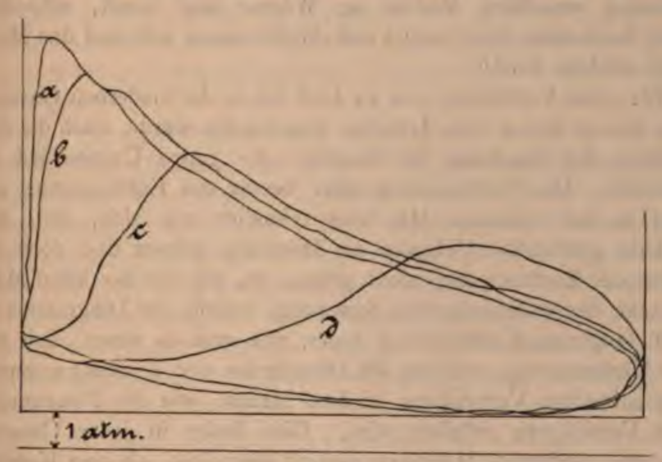


Fig. 303.

machen, die vollständige Entflammung so bald als möglich nach der Zündung zu sichern. Die Linien des Diagrammes zeigen dies ganz deutlich; die normalen Linien sind diejenigen, in welchen das Wachsen fast gerade aufwärts vom Anfangspunkte der Zündung vor sich geht, sie sind mit a und b bezeichnet; die Linie c, obgleich sie am Hubende beginnt, erreicht die Maximalspannung erst, nachdem der Kolben $^1/_3$ seines Hubes zurückgelegt hat, während die Linie d erst nach $^1/_{10}$ Hub aus der Kompressionslinie herauskommt und die Maximalspannung erst nahe dem Hubende erreicht. Im letzten Falle ist die Zündung ausgeblieben, bis der Kolben in schneller Bewegung war, und die Flamme ist anfangs unfähig, ihn zu überholen. Der Grad der Entflammung bei konstanter Spannung ist nur für atmosphärische Spannung bestimmt; wäre er für höhere Spannungen bekannt, so würde es möglich sein, die Kolbengeschwindigkeit, welche irgend ein Steigen der Spannung überhaupt hindert, genau zu berechnen.“

S. 70: „Die vollkommene langsame Verbrennung würde erreicht werden, wenn die Flamme sich gerade so schnell ausbreitete, wie der Kolben sich vorwärts bewegt, und die Spannung niemals über die Kompressions-

spannung wüchse. Das Spannungsdiagramm würde dann die idealen Resultate „allmäliger Expansion der Gase“ und „vollkommen hochgehaltener Spannung“ ergeben. Aber das ist gerade die Bedingung grössten Wärmeverlustes: hochgehaltene Spannung bedingt hochgehaltene, ja wachsende Temperaturen, und das in einer guten Gasmaschine anzustrebende Ziel ist, den möglichst raschen Fall der Temperatur infolge verrichteter Arbeit herbeizuführen, die Mitteltemperatur so tief wie möglich zu halten; und nur, so weit dies mit Erfolg geschieht, ist Ersparung möglich. Langsame Entflammung veranlasst Verlust an Wärme und Kraft, schnelle Entflammung beschränkt den Verlust auf ein Minimum, während das Maximum an Kraft erreicht wird.“

S. 78: „Das Verhältniss Gas zu Luft ist in der modernen Gasmaschine dasselbe, wie es früher von Lenoir angewendet wurde, auch die Zeit zur Entzündung der Mischung ist dieselbe; der ganze Unterschied ist die Kompression. Die Verbrennung oder besser die Entflammung geht in der That in der modernen Maschine schneller vor sich, weil das bei jedem Hube gebrauchte Volumen an Mischung grösser und doch die Zeit zu vollkommer Entflammung nicht grösser ist, als bei der alten Maschine. Die Ursache der hochbleibenden Spannung, welche die Diagramme zeigen, ist nicht langsame Entflammung (oder, wie man es nennt, sich verlangsamende Verbrennung), sondern die Dissociation der Verbrennungsprodukte und ihre allmälige Verbindung in dem Maasse, wie die Temperatur fällt und die Vereinigung möglich wird. Dies findet in jeder Gasmaschine statt, ob man verdünnte Mischung benutzt oder nicht, ob man Kompression vor der Zündung anwendet oder nicht, und es findet in erheblicherem Maasse bei einer stärkeren Mischung statt, als bei einer schwächeren.

Die moderne Gasmaschine braucht keine langsame Entflammung, sondern, wenn sie arbeitet wie sie soll, so entflammt ihre Gasmischung vollständig unter Kompression bei Beginn des Hubes. Unter vollkommener Entflammung ist zu verstehen vollständiges Ausbreiten der Flamme durch die ganze Menge, nicht vollständige Verbrennung. Wenn durch irgend einen Fehler in der Maschine oder der Anordnung der Zündung die Entflammung eine allmälige ist, so wird das Maximum der Spannung am falschen Cylinderende erreicht, und grosser Kraftverlust ist die Folge.

Kompression ist der grosse Fortschritt dem alten Systeme gegenüber; je grösser die Kompression vor der Verbrennung, desto schneller wird die Verwandlung der Wärme in Arbeit bei gegebener Kolbenbewegung nach der Zündung sein, und desto geringer folglich der Wärmeverlust durch die Cylinderwandungen. Der Betrag der Kompression wird natürlich begrenzt durch praktische Rücksichten auf die Stärke der Maschine und Undichtigkeit des Kolbens; aber es ist gewiss, dass die Kompression vortheilhaft viel weiter getrieben werden kann als bisher. Der grösste Verlust in der Gasmaschine ist der an Wärme durch die Cylinderwan-

und das ist nicht erstaunlich, wenn man die hohe Flammentemperatur im Cylinder beobachtet. In grösseren Maschinen, welche mit grösserer Kompression und Expansion arbeiten, wird er viel geringer sein. Wenn eine Maschine an Grösse zunimmt, so nimmt das Volumen der Gasmischung im Kubus zu, während die Oberfläche nur im Quadrate wächst, so dass das Verhältniss der Menge von Gasmischung zur gekühlten Oberfläche um so grösser ist, je grösser die Maschine wird."

Clerk's Vortrag erregte den lebhaftesten Antheil und der Besprechung desselben wurde ein ganzer Abend gewidmet, der sehr eingehende Einwände brachte. Besonders bemerkenswerth sind die Ausführungen Rücker's und Bousfield's, die hier (nach Schöttler) dargelegt werden mögen.

S. 91. Rücker theilte mit, dass Verdet in seinem Werke über mechanische Wärmetheorie eine ideale, mit Kohlenoxyd ohne Luftüberschuss betriebene Gasmaschine betrachtet und gefunden habe, dass bei Annahme konstanter specifischer Wärme, wärmedichten Cylinders und plötzlicher Verbrennung die Maximaltemperatur 4388°, die Maximalspannung 14,6 at sei und 41 pCt. der gesammten erzeugten Wärme in Arbeit verwandelt werden. Nun habe aber Bunsen gezeigt, dass eine so hohe Temperatur nie entstehen könne. Wie wichtig der Einfluss der Dissociation in der Gasmaschine sein könne, versuchte der Redner durch eine rohe Ueberschlagsrechnung zu zeigen. Nahm er an, dass die von Bunsen beobachtete die höchstmöglichste Temperatur sei, so folgte unter den von Verdet gemachten Voraussetzungen, dass nur die Hälfte des Kohlenoxydes verbrannt sein könne, wenn die höchste Temperatur erreicht sei, und es würde bei Annahme konstanter Temperatur während der Expansion noch nicht alles Kohlenoxyd bei Erreichung atmosphärischer Spannung infolge der Expansion verbrannt sein. Statt 4000° würde die höchste Temperatur nur 2000°, statt 14,6 at die höchste Spannung nur 7 at, statt 0,41 das Güteverhältniss nur 0,25 sein. Obwohl das eine sehr rohe Rechnung sei, zeigte sie doch, von wie grosser Bedeutung die Dissociation sein könne, und dass die Physiker der Gasmaschine ihr Augenmerk darauf richten müssten. Sei Luftüberschuss vorhanden, so werde der Einfluss der Dissociation natürlich geringer. Nun habe St. Claire Deville gezeigt, dass Kohlensäure dissociirt werde zwischen 1000 und 1200°, und Wasser bei 1000 bis 1100°. Also folge, dass, wenn Clerk's Angabe von 1500° Maximaltemperatur für seine Maschine richtig sei und die Angaben St. Claire Deville's zutreffen, eine gewisse Dissociation in dieser Gasmaschine stattfinde. Die Frage, wie viel sie ausmache, sei schwer zu beantworten. Aus den Versuchen von Mallard und Le Chatelier[1]) sei

[1]) Diese Versuche, von denen oben S. 178 die Rede war, waren zur Zeit des Vortrages erst theilweise bekannt. Comptes rendus 1880, Bd. 91, S. 825; 1881 Bd. 93, S. 145, 962, 1014 u. 1076.

zu schliessen, dass die Dissociation erst bei Temperaturen eintrete, die über den in der Gasmaschine vorkommenden liegen, da diese keine merkliche Dissociation der Kohlensäure unter 1800° und des Wasserdampfes unter 2000° fanden. Danach könnte die Dissociation keine grosse Rolle spielen. Aber die Genannten mussten die Hypothese einführen, dass die specifische Wärme der Gase mit der Temperatur sehr stark wachse (wie Wiedemann und Wüllner nachgewiesen haben), und sie mussten ganz unwahrscheinliche Steigerungen (für Stauerstoff bei 1000° auf das 165fache wie bei 0°)[1]) annehmen. Es komme das fast auf dasselbe hinaus, denn wenn die specifische Wärme wachse, so bedeute das, dass innerhalb der Gasmoleküle durch die Wärme Arbeit geleistet werde, um die Atome dieser Moleküle von einander zu trennen oder ihre Trennung durch Lockerung des Verbandes vorzubereiten, und die Versuche von Mallard und Le Chatelier dienen mehr als irgend etwas Anderes dazu, diesen Umstand aufzuklären. Seiner Meinung nach müsse als fast gewiss angenommen werden, dass in Gasen von 1000 bis 1500° Temperatur eine grosse Wärmemenge latent gemacht sei. Von dieser latent werdenden Wärme werde also ein Theil zur Dissociation gebraucht, der Rest aber dazu, sie vorzubereiten. Ein anderer Punkt sei die Schnelligkeit der Fortpflanzung der Zündung. Mallard und Le Chatelier haben auch darüber Versuche gemacht. Zünde man eine brennbare Gasmischung am geschlossenen Ende einer Röhre an, so sei die Fortpflanzung viel schneller, als wenn die Zündung am offenen Ende geschehe, zuweilen 100mal so schnell. Das bestätige die Ansicht Clerk's, dass die Zündung sich fast augenblicklich durch die Ladung fortsetze. Alle Thatsachen zusammengefasst werden jetzt am besten durch die Hypothese erklärt, dass die Entflammung sich sehr rasch durch das Gas verbreite, und dass bei hohen Temperaturen über 1000° ein sehr grosser Betrag von Wärme entweder in wirklicher oder eingeleiteter Dissociation (actual or incipient dissociation) latent werde.

S. 183. Bousfild leugnet die Dissociation nicht, behauptet aber, dass dieselbe nicht genüge, die Erscheinungen zu erklären. Er vertheidigt die Otto'sche Ansicht. Clerk behauptet ohne Beweis, dass, wenn die Maximalspannung erreicht sei, die Zündung sich durch den ganzen Cylinder

---

[1]) Diese Angabe beruht offenbar auf einem Druckfehler. Mallard und Le Chatelier geben für die specifische Wärme aller einfachen Gase bei konstantem Volumen, bezogen auf das Aequivalent, die Formel:

$$c_v = 5 + 0{,}00062\, t^2.$$

Diese Formel gilt nun für 1000° allerdings 625, also wenigstens das 125fache wie für 0°; aber da an der betreffenden Stelle gesagt ist, die Steigerung betrage 2,5 für 2000°, so ist ganz klar, dass die Formel:

$$c_v = 5 + 0{,}00000062\, t^2$$

heissen muss. A. a. O. Bd. 93, S. 1016.

verbreitet habe. Es lasse sich aber leicht zeigen, dass für diese Annahme kein Grund vorliege.

S. 110. Wenn man den Wärmeverlust durch die Cylinderwandungen vorerst vernachlässige, so ergebe sich die Kurve, welche die aus der Verbrennung des Gases hervorgehende Spannung anzeige, unter der Voraussetzung also, dass die Gase sich in derselben Weise verbinden, wie sie es

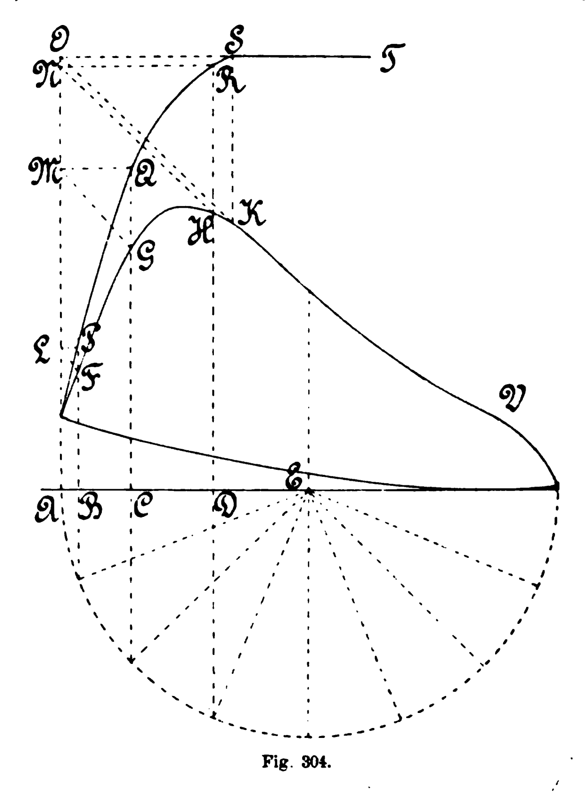


Fig. 304.

wirklich thun, aber nicht infolge der Kolbenbewegung sich ausdehnen, wie folgt: Man theile die atmosphärische Linie, Fig. 304, in Abschnitte, AB, BC, CD, DE..., welche gleich grossen Zeitabschnitten oder gleich grossen Theilen einer Umdrehung entsprechen. In jedem der Punkte ABC... errichte man Ordinaten AL, BF, CG..., welche die Indikatorkurve in den Punkten FGH... schneiden, und ziehe durch diese Punkte adiabatische Linien, um auf AL die Punkte LMN... zu erhalten. Durch diese lege man Parallelen zu AB, um die zugehörigen Ordinaten in PQR... zu treffen. Dann sei die durch diese Punkte gezogene eine Kurve, deren Ordinaten der Spannung des Cylinderinhaltes entsprechen, vorausgesetzt, dass dieser Inhalt auf den Raum am Ende des Cylinders

beschränkt bleibt und sich nicht ausdehnen kann, ferner vorausgesetzt, dass die Verbrennung dieses Inhaltes genau so stattfindet, wie es der Wirklichkeit entspricht. Diese Kurve zeige daher den wirklichen Vorgang der Verbrennung, wie er sich dem Indikatordiagramme gemäss darstelle. Selbst wenn man also den Wärmeverlust durch die Cylinderwandung vernachlässige, sehe man, dass diese Kurve bis zu einem hinter dem Punkte höchster Spannung belegenen Punkte K am Anfange des Theiles KV (welcher also genau adiabatisch angenommen wurde) steige.

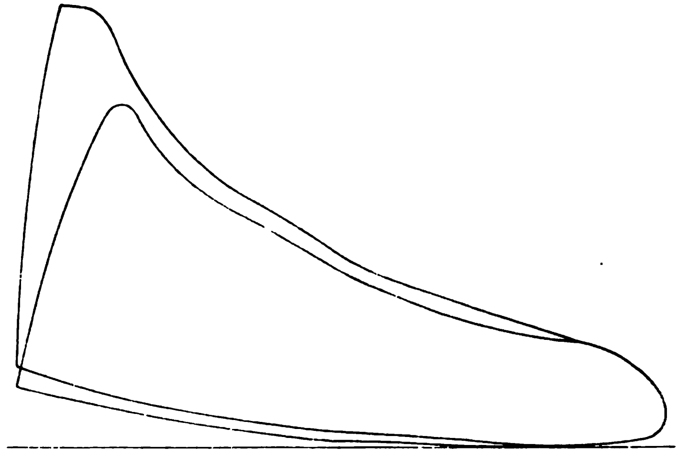


Fig. 305 $^{9}/_{10}$ nat Gr.
4. Stufe, 100—200 Umdrehungen.

Vom Punkte S an werde diese Kurve eine gerade Linie parallel AB. Wenn aber das theoretische Diagramm, welches den Verlust der Leitung berücksichtigt, genommen werden würde, so würde die Kurve PQRS während des ganzen Hubes ansteigen.

S. 113. Noch einen anderen Grund führte Bousfield an, welcher gegen die Dissociation spricht. Er versah bei einer Ottomaschine den Nocken, welcher den Gaseintritt regelt, mit verschiedenen Stufen und hängte den Regulator ab, so dass also die Zusammensetzung der Ladung so viel wie möglich dieselbe bei jeder Geschwindigkeit der Maschine und je nach dem, welcher Absatz des Nockens benutzt wurde, mehr oder weniger gasreich war. Die Geschwindigkeit regelte er durch Bremsen des Schwungrades. Er erhielt so die Diagramme Fig. 305 bis 308. In diesen Diagrammen müsse nun die Dissociation sich um so merkbarer machen, je höher die Temperatur sei; aber statt dessen sehe man, dass der der Dissociation zugeschriebene Effekt um so geringer, je höher die Temperatur sei, wo doch die Dissociation am einflussreichsten sein müsste, und am grössten bei der unter dem Dissociationspunkte liegenden Temperatur

nne deshalb nicht einsehen, weshalb Resultate der Dissociation ben werden, wenn sie vollkommen durch den Grad des Fort- der Entzündung im Cylinder erklärt werden können. Bei voller

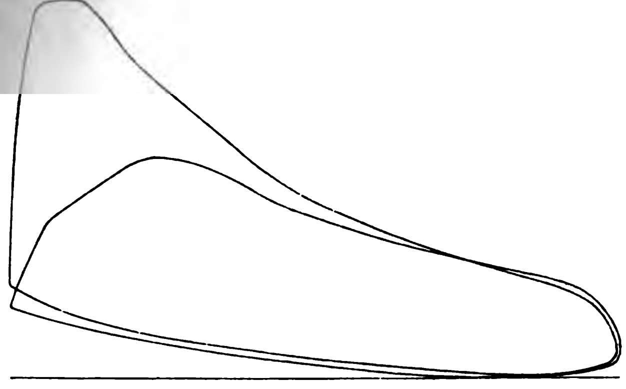


Fig. 306. $^{9}/_{10}$ nat. Gr.
3. Stufe, 100–200 Umdrehungen.

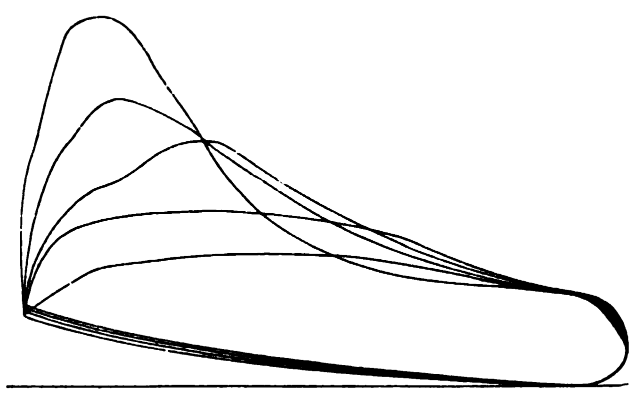


Fig. 307. $^{9}/_{10}$ nat. Gr.
2. Stufe, 100–200 Umdrehungen.

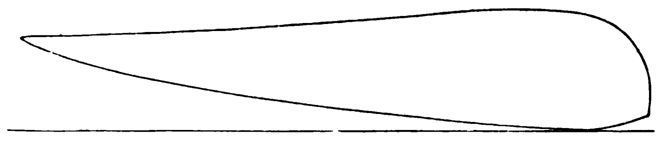


Fig. 308. $^{9}/_{10}$ nat. Gr.
1. Stufe, 130 Umdrehungen.

g sei der Effekt der Geschwindigkeitsdifferenz von 100 bis 200 hungen klein, wie die Diagramme Fig. 305 zeigen. In diesem sei die Schnelligkeit, mit welcher die Entzündung im Cylinder fort-

besc … wenig Unterschied zeigen. Be
das … weichung viel grösser, weil der
Wi … würde in Fig. 306 die Kurve
gan … peratur viel niedriger sei, was
stell … von 100 Umdrehungen. Aus
wan … sei die Kompressionslinie dieselbe
dem … langsam steigend, der ausge
Thei … Verbrennung sei am Hubende nicht
… gsgase explodiren können, wenn
… Theorie müsse die Entzündung nahe
… sein und daher alles Gas bei
… ation angenommen werden könne.
… höchste Punkt des Diagramms
… der Spannung aus der Verbren-
… ung infolge Vorwärtsbewegung des
… kein Grund vorhanden, zu behaupten,
… Verbrennung anzeige.

… gegenüber bleibt Clerk dabei …
… Eintritt der Maximalspannung …
… zlichen Wechsel vom Steigen zum
… erklären könne. Er will dies mittels
… Diagramme a und b die äussersten
… gramme seiner Maschine, für welche
… und 150,5° Kompressionstemperatur
… angiebt. Durch a ist die Isotherme
… die Temperatur an zu fallen; bis …
Von … gestiegen. Vergleiche man den Z…
We … vor und nach Erreichung der Max…
ber … Zeitabschnitte die Temperatur um 96…
wäh … zweiten Abschnitte um 189° gesunken …
… Sekunde einen Punkt, wo …
geg … und die Abnahme beginne. Was …
No … Wachsen der Temperatur so plötzlich
hät … a habe die Temperatur zugenommen.
so … Von e bis a habe die Temperatur …
je … würde das so weitergehen, so würde
we … Sekunde bis j und die Temperatur
Se … und h zeigen die weitere Steigerung
Di … plötzlich auf; das Volumen wachse von
je … nicht viel stärker geworden sein
Di … diesem Zeitabschnitte verhältnissmässig
ra … sich aus irgend einer Ursache …
au … nicht nur plötzlich, sondern es trete sogar

das Entgegengesetzte ein. Man könne nicht voraussetzen, dass der Fortschritt der Flamme durch irgend etwas anderes als vollendete Entflammung der ganzen Menge plötzlich gehemmt werden kann. Die Flamme, welche in einem Zeitaugenblicke durch die explosible Mischung schlug, habe die einschliessenden Wandungen erreicht, die ganze Masse gleichförmig geheizt; im nächsten Augenblicke beginne die Temperatur zu fallen, das Abkühlungsgesetz werde wirksam. Das schnelle Wachsen der Spannung und der plötzliche Wechsel zwischen Steigen und Fallen in einem bestimmten Punkte zeige, dass in diesem Punkte völlige Entflammung

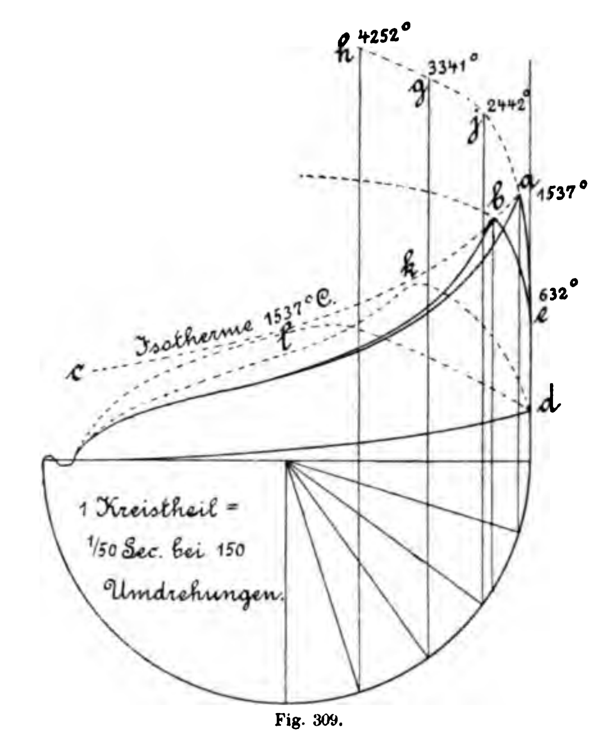


Fig. 309.

erreicht sei. Es sei nicht anzunehmen, dass die Abkühlung, welche so langsam war, dass sie auf das Steigen der Temperatur bis zum Maximum derselben keinen erheblichen Einfluss hatte, plötzlich sich so stark geltend mache, dass sie von diesem Augenblick an den Effekt der beständigen Ausbreitung der Flamme überwiege.

S. 147. Eine Betrachtung des Indikatordiagrammes zeige, dass, je langsamer der Fortschritt der Entflammung inbezug auf die Kolbenbewegung sei, desto weniger bestimmt der Punkt der maximalen Spannung werde, und desto runder der Gipfel des Diagrammes erscheine.

Nichtsdestoweniger werde der Punkt vollendeter Entflammung leicht durch den der Maximaltemperatur bestimmt, auch wenn dieser nahe dem Hubende nicht mit dem Punkte der Maximalspannung zusammenfalle. Wenn die Geschwindigkeit der Maschine von 150 auf 450 Umdrehungen gesteigert wurde, so habe man gefunden, dass sich Punkt a nach k und b nach l bewege. In beiden Fällen sei die erreichte Temperatur nahezu 1537°; eine kleine Abweichung sei Folge der vermehrten abkühlenden Oberfläche und der geleisteten Arbeit. Aber in jedem Falle bezeichne die Maximaltemperatur den Punkt völliger Entflammung, und es beginne die Temperatur zu fallen, sobald er erreicht ist. Für Zündungen, welche ihr Maximum spät erreichen, brauche die Maximalspannung nicht mit der Maximaltemperatur zusammen zu fallen, aber die Isotherme zeige den Punkt höchster Temperatur. Es werde also, ob die Entflammung früher oder später vollendet werde, stets fast dieselbe Maximaltemperatur erreicht. Bei den Bousfield'schen Diagrammen sei offenbar die Mischung nicht bei allen Geschwindigkeiten konstant gewesen, wie aus ihnen deutlich hervorgehe. Bei grösserer Geschwindigkeit sei weniger Gasmischung angesaugt und deshalb die Kompressionsspannung geringer gewesen. Bei der Otto-Maschine erschweren eben die Rückstände den Vergleich bei verschiedenen Geschwindigkeiten, indem bei grösserer Geschwindigkeit die Wandungen weniger Zeit haben, sich abzukühlen, und folglich sei die Temperatur der Mischung vor der Kompression höher bei grösserer Geschwindigkeit. Bei seiner eigenen Maschine falle diese Schwierigkeit weg, weil er seine ganze Mischung für jeden Hub ganz neu bilde.

Zur Widerlegung der Otto'schen Anschauung von der schichtenweisen Lagerung hat Clerk folgenden Versuch gemacht. Er wählte den Inhalt des Verdrängercylinders seiner Maschine grösser als den des Arbeitscylinders und brachte am Ausgange des letzteren einen kleinen [illegible] an, welcher mit dem Arbeitscylinder in Verbindung trat, sobald der Kolben die Ausgangsöffnung nur 1 mm überschritten hatte. Wäre nun die Theorie der schichtenweisen Lagerung richtig, so hätte sich im [illegible] nur unbrennbares Gemisch finden können; der Inhalt desselben war aber stets zündbar.

Clerk ist weiterhin mit neuem Stoff hervorgetreten, um seine Anschauungen zu stützen. Es mögen diese Untersuchungen gleich hier angeführt werden, da weitere Arbeiten bezüglich der Dissociation (abgesehen [illegible] Mallard und Le Chatelier) [illegible]. Am 4. März 1886 hielt Clerk in der [illegible] Engineers einen Vortrag: „On the explosion of [illegible] gaseous mixtures“, in welchem er Versuche beschreibt, die [illegible] Unterlagen für die Wirkungsweise [illegible] der Vorgänge bei der [illegible] Versuche (S. o. S. 306)

die ihn zu dem Schlusse veranlassten, dass die äussere Abkühlung zu kräftig wirke, um bei der Explosion den Druck auftreten zu lassen, den die Rechnung ergiebt. Die von Bunsen 1866 angestellten Versuche bekräftigen diese Ansicht scheinbar; er wies nach, dass die Verbrennung auch dann noch keine vollkommene war, wenn die Flamme das Gefäss völlig erfüllte, d. h. das Zurückbleiben des grössten Druckes gegen den rechnerischen Werth kann nicht so erklärt werden, dass in einem Theile des Gefässes die Flamme bereits verlöscht sei, ehe die Entzündung in einem andern Theile beginne. Auch die Versuche von Mallard und Le Chatelier bewiesen, dass der Explosionsdruck den theoretischen Werth nicht erreiche. Clerk's eigene Versuche lehrten dasselbe; der Unterschied war bedeutend, selten war mehr als die Hälfte der Explosionswärme im Augenblick des grössten Druckes entwickelt. Ueber diese Versuche Clerk's ist oben (S. 184) ausführlich berichtet worden.

In keinem Falle wurden mehr als 77 % der theoretischen Verbrennungswärme zur Drucksteigerung benutzt; meist nur 50 %. Keine der bisher aufgestellten Theorien erkläre die Explosionskurven vollständig. Drei Theorien waren aufgestellt worden:

Theorie der Abkühlung. Hirn. Die Verbrennung erfolge nicht rasch genug, um den Spannungsfall zu verhindern.

Theorie der Dissociation. Bunsen. Auch diese Theorie genügt nicht. Bei dem Oldham-Gas ergab sich bei 806° Explosionstemperatur ein Wärmeverlust von 65 %, bei 1733° aber nur ein solcher von 38 %. Bei Wasserstoff trat dasselbe ein, bei 900° ein Verlust von 55 %, bei 1700° nur 54 %. Wenn die Dissociation allein die Grenze der Druckzunahme erklären solle, so müsste, da Wasser und Kohlensäure bei 1700° mehr dissociirt werden, als bei 900°, der Verlust bei 1700° grösser als bei 900° sein. Da dem aber nicht so war, so muss noch etwas Anderes mitwirken.

Theorie der Zunahme der specifischen Wärmen der Gase. Mallard und Le Chatelier. Die specifischen Wärmen wachsen beträchtlich mit der Temperatur; die Dissociation spiele unter 1800° eine verschwindende Rolle, und die Verbrennung sei vollendet, sobald die höchste Temperatur erreicht sei. Clerk's Versuche scheinen ihm aber darzuthun, dass die Verbrennung unvollkommen war; er fand dies durch Prüfung der Kurven bezüglich der Art der Abkühlung.

Nach Clerk's Anschauung liegen die Dinge viel verwickelter als man bisher annahm. Man müsse zwei Erscheinungen streng trennen, die bei der Explosion auftreten, nämlich die Entflammung (inflammation) oder das Anfüllen des Gefässes mit der Flamme und die dadurch veranlasste Vollendung der Verbrennung. Die Explosionskurven des Leuchtgases zeigten auffallende Formen (siehe S. 186); in manchen Fällen zeigte sich in der steigenden Kurve ein Stillstand, der einige Zeit anhielt und dem

dann eine weitere Druckzunahme folgte, langsamer jedoch, als vordem. Bemerkenswerth ist es, dass die stärksten Mischungen dies am deutlichsten zeigten; Wasserstoff ergab keine Unregelmässigkeiten. Es schien daher, als ob nicht nur die Verbrennung unvollständig gewesen wäre, als das Gefäss von der Flamme erfüllt war, sondern dass auch der Druck zu der Zeit seinen grössten Werth noch nicht erreicht haben mochte, und dass eine weitere Zunahme erfolgt sei.

Weshalb nahm nun der Druck nach einer Pause weiterhin zu? Clerk zieht einen Vergleich. Bei einem gewöhnlichen Feuerrost verbreitet sich eine an einen Punkt der Kohle geführte Flamme allmälig, bis das Ganze glühend ist. Die Kohle kann bereits überall brennen, und doch wird eine weitere Luftzufuhr ein stärkeres Glühen veranlassen, d. h. die Temperatur erhöhen. Auch die Explosionen in Mühlen und Kohlengruben zieht er an. Die völlige Verbrennung falle nicht mit dem grössten Drucke zusammen. Bei seinen Versuchen habe die Flamme das Gefäss erfüllt, ehe jene Pause eintrat; die Kohlenwasserstoffe zerfielen und verursachten jene Pause, welcher eine weitere Drucksteigerung folgte, sobald die frei gewordenen Bestandtheile C und H sich mit freiem Sauerstoff verbanden. So kommt Clerk zu folgenden Schlüssen:

1. Mallard und Le Chatelier's Theorie der Zunahme der specifischen Wärmen ist falsch.

2. Dissociation fand bei höheren Temperaturen jedenfalls in beträchtlichem Masse statt, ist aber nicht die einzige Ursache, die der Drucksteigerung eine Grenze setzt.

3. Die Verbrennung ist andern chemischen Vorgängen sehr ähnlich; zuerst verläuft sie rasch und erfolgt dann unter immer grösseren Schwierigkeiten, je mehr die Verbindung sich der Vollendung nähert.

4. Das Explosionsgefäss war vollständig von der Flamme erfüllt, ehe die Verbrennung vollendet war.

5. Die die Druckzunahme erschwerenden Umstände traten erst nach der völligen Ausbreitung der Flamme ein.

6. Bei schwachen Mischungen bestanden diese in der Verminderung des Grades der Verbrennung, je mehr die Reaktion sich der Vollendung näherte, und demzufolge weiterhin in der Abkühlung.

Dieser Darstellung wurde einer Nummer der Private Press der „Institution of Civil Engineers" entnommen, welcher Zeichnungen nicht beiliegen (Min. of Proceedings of the Inst. of Civil Eng. Vol. LXXXV S. 1). Eine unmittelbare Anwendung seiner Versuchsergebnisse auf die Diagramme der Gasmaschinen scheint Clerk nicht gemacht zu haben. Man könnte sich etwa vorstellen, dass der Zeitpunkt des grössten Druckes in den Maschinen jener erwähnten Pause vorherginge und dass die weiteren Drucksteigerungen durch Volumenvergrösserung infolge der Kolbenbewegung

und durch Kühlung so ausgeglichen würden, dass ein stetiges Fallen des Druckes die Folge wäre. Abgesehen davon, dass im gewöhnlichen Betriebe sich Unregelmässigkeiten in den Diagrammen zeigen müssten, würden solche doch ganz entschieden eintreten, sobald man bei gleicher Füllung und gleicher Beschaffenheit derselben die Umdrehungszahl stark verändert. Slaby hat (Zeitschr. d. V. d. I. 1886 S. 694) Versuche veröffentlicht, bei denen bei einem Volumenverhältniss von Luft zu Gas von 5,90 bezw. 5,92 Umdrehungszahlen von 191,2 bezw. 92 gewählt wurden. Diagramme sind nicht beigegeben, doch ist als Hauptergebniss angeführt, dass die nutzbare Mittelspannung für 1 l Gasfüllung 3,952 bezw. 3,976 war. Eine Bestätigung der oben ausgesprochenen Ansicht wird man hierin nicht finden können.

So bedeutungsvoll Clerk's Arbeiten sind, so sind sie doch noch nicht zu der Vollendung gelangt, dass die Vorgänge der Explosion vollständig dadurch erklärt würden. Auch ist Vorsicht geboten, sobald es sich um Uebertragung der Ergebnisse von Laboratoriumsversuchen auf Gasmaschinen handelt.

Wir kehren zurück und nehmen den Aufsatz von Slaby im „Journal für Gasbel. und Wasserversorgung, 1883" vor, der (in Deutschland) zum ersten Male eine eingehende kalorimetrische Untersuchung einer Gasmaschine vornahm. Es mag wieder der Auszug Schöttler's aus dieser Arbeit gegeben werden.

„Man hat versucht, das Zurückbleiben der Temperaturen und Spannungen durch die Erscheinungen der Dissociation zu erklären. Es ist bekannt, dass alle gasförmigen Verbindungen bei einer bestimmten Temperatur in ihre einzelnen Bestandtheile zerfallen, und dass sie bei dieser Temperatur nicht verbindungsfähig sind. Bei der Gasmaschine wird nun zweifellos die Dissociation eine Rolle spielen. Da infolge der Explosion eine sehr starke Wärmezuführung stattfindet, so hebt sich die Temperatur bis zu einem Punkte, wo einzelne Theile der gasförmigen Verbindungen zerfallen; jetzt kann eine Weiterverbrennung nicht stattfinden, es wird also eine weitere Temperaturerhöhung nicht eintreten können. Ein Verlust an Wärme findet hierbei nicht statt, denn wenn die Temperatur in der Maschine sinkt, so können die auseinandergefallenen Stoffe sich wieder verbinden und eine weitere Verbrennung ermöglichen. Es wird aber die wesentliche Folge der Dissociation darin bestehen, dass nur ein Theil des Leuchtgases im Momente der Zündung wirklich verbrannt werden kann, und dass ein weiterer Theil erst im Verlaufe des Expansion zur Verbrennung gelangt. Es würde hiernach infolge der Dissociation während der Expansionsperiode eine Wärmezuführung stattfinden, und nicht eine [illegible] führung. Nun wirken aber zwei Ursachen zu gleicher Zeit. Der [illegible] antel führt Wärme ab, durch die Dissociation, bezw. durch [illegible] len, wird Wärme zugeführt. Es wird in summa entweder

Wärme zugeführt oder abgeführt. Der Verlauf der Expansionskurve giebt hierüber Aufschluss. Die Diagramme der Lenoir-Maschine zeigen nun stets eine starke Wärmeabführung, so dass also der Einfluss des Kühlwassers erheblich höher sein muss als der Einfluss der durch aufhörende Dissociation eintretenden Nachheizung. Es liegt kein Grund vor, warum in den Maschinen, die mit Kompression arbeiten, dieses Verhältniss ohne weiteres anders sein sollte. Nur der Otto'sche Motor zeigt in diesem bemerkenswerthen Punkte eine Abweichung."

Diese Abweichung erklärt nun Slaby durch schichtenweise Lagerung in derselben Weise wie oben mitgetheilt, und er sucht seine Ansicht auf Grund eines Versuches zu beweisen: „Man könnte sagen, so lange nicht eingehende Messungen vorliegen, so lange dieser Vorgang durch den Versuch nicht deutlich erkennbar gemacht ist, so lange kann man auch den ganzen Erfolg einzig und allein der Kompression zuschreiben. Durch sorgfältige kalorimetrische Versuche lässt sich jedoch nachweisen, dass die Anschauung, welche Otto vertritt, thatsächlich richtig ist. Es lässt sich ziffernmässig feststellen, worin der Unterschied gegenüber der bisherigen mit gleichartiger Mischung arbeitenden Gasmaschine liegt. Es ist ziemlich umständlich, einen eingehenden Versuch mit Gasmaschinen anzustellen, und besonders wird der Vergleich erschwert. Bezüglich der Lenoir'schen Maschine existiren vortreffliche Versuche[1]), die von Tresca, dem bekannten Direktor des Pariser Conservatoire des Arts et Métiers, ausgeführt sind. Es liegt hiernach die Möglichkeit vor, den Process der Lenoir'schen Maschine rechnerisch zu verfolgen und den Verbleib der durch die Explosion frei gewordenen Kalorien nachzuweisen. Ich habe einen ähnlichen Versuch mit einer Otto'schen Maschine angestellt, der sorgfältig vorbereitet war. Es ist mir gelungen, den Verbleib der gesammten Wärme des zur Verwendung gelangten Leuchtgases ziffernmässig nachzuweisen. Der Versuch wurde mit einer 4pferdigen Maschine ausgeführt und dauerte eine halbe Stunde. Während dieser Zeit wurden 2,02 cbm Leuchtgas verbrannt, dessen Analyse ich dem Chemiker der Kölner Gaswerke verdanke. Der Heizeffekt dieses Gases betrug 12342 c. Der Versuch zeigte, dass von 9847 c, welche infolge der Verbrennung frei wurden, 1626 c in indicirte Arbeit verwandelt wurden; 5041 c wurden vom Kühlwasser aufgenommen, während in den Verbrennungsprodukten 3183 c unbenutzt fortgingen. Die Summe dieser einzelnen Wärmequanten ergiebt 9850 c, so dass die geringe Differenz gegen die durch Verbrennung des Leuchtgases überhaupt disponibel gewordenen 9847 c eine hinreichende Bestätigung der Versuches er-

---

[1]) Von Tresca sind drei ausführliche Versuchsreihen gemacht:
mit der Maschine von Lenoir, Ann. du. conserv. 1860/61 Bd. 1 S. 8[illegible]
mit der Maschine von Hugon, das. 1866/67 Bd. 7 S. 67,
mit der Maschine von Otto & Langen, das. S. 628.

Die Maximaltemperatur betrug 1648 ⁰ und die Minimaltemperatur er absoluten Skala."

)er Versuch gestattete ferner auf Grund zahlreicher Diagramme, die bis zwei Minuten aufgenommen wurden, zu ermitteln, wie viel r gesammten Verbrennungswärme des Leuchtgases im ersten te der Explosion wirklich frei wurde, und wie gross derjenige ist, der im Verlaufe der Expansion zur successiven Verbrennung e. Ich habe gefunden, dass 56 % der gesammten Wärme dem Falle und 44 % dem letzteren entsprechen."

)iese Zahlen würden ohne weiteres eine Bestätigung der ange- Hypothese nicht zulassen, wenn man nicht eine ähnliche Be- ng für die Lenoir'sche Maschine ausführen könnte. Eine Nach- g der Tresca'schen Versuchsresultate ergiebt nun aber zur , dass der Procentsatz der infolge der Explosion frei werdenden zur Gesammtwärme ein bedeutend grösserer ist, nämlich 65 %, nur 35 % für die Nachheizung während der Expansion verfügbar "

Vollte man diese Zahlen einzig und allein durch die Dissociation , so müsste man zugeben, dass sich der Einfluss der Dissociation verlangsamte Verbrennung in der Otto'schen Maschine bedeutend herausstellt, als bei der Lenoir'schen Maschine. Das scheint r in keiner Weise durch die verschiedene Natur der Kreisprocesse . Die einzige natürliche Erklärung bleibt meiner Ansicht nach die: Otto'schen Maschine wird der infolge der Dissociation bei jeder chine eingeleitete Nachheizungsprocess in ganz erheblichem Grade ie eigenartige Anordnung der explosiblen Gemische verstärkt. Hier- allein ist meines Erachtens der grosse Erfolg des Otto'schen s zutreffend zu erklären."

s dem Protokoll über den erwähnten Versuch entnehmen wir das le:

ie Maschine war 4pferdig benannt, sie hatte 171,9 mm Cylinderdm. 0 mm Hub; der Verdichtungsraum betrug 4,770 l, der vom Kolben ufene Raum 7,888 l, daher ersterer ∾ 0,6 vom letzteren."

ie Versuchsdauer war ½ Stunde, die Umdrehungszahl genau die Zahl der Explosionen, im Mittel 156,7. Die Maschine leistete chschnittlich 3,72 kg/qcm mittlerer Nutzspannung 5,11 Pfst. indicirt 6 Pfst. gebremst, so dass der mechanische Wirkungsgrad 0,87 war. rauchte ohne Zündflammen 2020 l Gas vom specifischen Gewichte g und 4875 c = 1 cbm Brennwerth (1 kg = 12342), also 906 l Pfst. in 1 Stunde, während die Zündflammen stündlich 78 l er- n. An Kühlwasser traten 107,25 l mit 15 ⁰ in die Maschine und ⁰. Die Temperatur der abziehenden Gase wurde an ltig geschützten Auspuffrohre gemessen und

ermittelt, dass Zink schmolz, Antimon aber nicht, **was nach Mousson** 423 bis 432° bedeutet. Die Zusammensetzung des **Gemisches wurde aus** Gasverbrauch und Saugevolumen des Kolbens als 1 : 8,18 Volumen und 1 : 19,7 Gewicht bestimmt."

„Auf diesen Daten baut sich die kalorimetrische Untersuchung auf, welche so angestellt ist, dass statt der wirklichen Diagrammlinien solche, welche der Formel $pv^x = Const.$ entsprechen [1]), angenommen wurden. In der Fig. 310 sind die Volumina und Spannungen in mm (Federmassstab

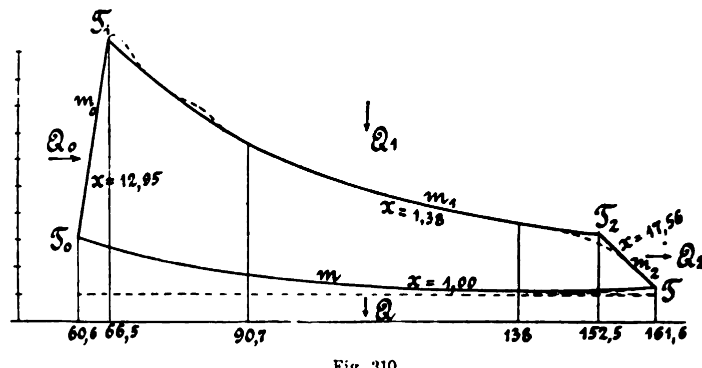


Fig. 310.

4,7 mm = 1 at) und die Exponenten x eingeschrieben. Die Temperaturverhältnisse wurden berechnet zu $T_0 = 1{,}00\,T$; $T_1 = 3{,}72\,T$; $T_2 = 2{,}64\,T$. Die specifischen Wärmen, aus der Zusammensetzung des Gases bestimmt, ergaben sich als $c_p = 0{,}253$, $c_v = 0{,}183$, so dass $\varkappa = c_p : c_v = 1{,}38$ folgte. So wurden die Wärmemengen $Q_0 = 0{,}5086\,T$, $Q_1 = 0$, $Q_2 = -\,0{,}2936\,T$ für 1 kg Wärmeflüssigkeit und $\mathfrak{Q}_0 = 12{,}447\,T$, $\mathfrak{Q}_1 = 0$, $\mathfrak{Q}_2 = -\,7{,}1823\,T$ für die Versuchsdauer bestimmt. Da die Kurve TT_0 den Koefficienten 1 hat, so ist sie eine Isotherme, für welche die zur Berechnung der oben angegebenen Wärmemengen angewendete Formel $Q = c \int dT$ versagt. Es wurde deshalb die Kompressionsarbeit durch Planimetrirung des betr. Diagrammstückes bestimmt und daraus $\mathfrak{Q} = 706{,}839\,c$ gefunden. Die Temperatur T aber bestimmt Slaby aus einer Gleichsetzung der Wärmemenge $\mathfrak{Q}_0 - (\mathfrak{Q} + \mathfrak{Q}_2)$ mit der in Arbeit verwandelten, aus dem Diagramme bekannten Wärmemenge; dies ergiebt $T = 443°$. Demnach sind also die charakteristischen Temperaturen:

$$T = 443°;\ T_0 = 443°;\ T_1 = 1648°;\ T_2 = 1169° \text{ abs.}$$

Auf Grund dieser Resultate ergiebt sich **folgende Wärmebilanz:**

[1]) Siehe Weyrauch, Zur Beurtheilung **von Luft-** [illegible] **Zei**-schrift d. Ver. d. Ing. 1880, S. 185.

1. Gesammte durch Verbrennung von 2,02 cbm Gas freigewordene Wärme = 2,02 . 4875 . . . . = 9847 c
2. Gesammte während des Versuches in indicirte Arbeit verwandelte Wärme = 5,11 . 75 . 60 . 30 : 424 . . = 1626 „
3. Gesammte während des Versuches vom Kühlwasser aufgenommene Wärme = 107,25 . 47 . . . . . . = 5041 „
4. Gesammte während des Versuches mit den Verbrennungsprodukten fortgegangene Wärme = 7,1853 . 443 = 3183 „

„Die Summe der unter 2, 3 und 4 angegebenen Wärmemengen erebt 9850 c, so dass die geringe Differenz von rund 3 c nicht nachweisen; wahrscheinlich ist diese Wärmemenge durch Leitung und Strahng weggegangen. Bei der Explosion sind danach freigeworden 12,447 al 443 = 5514 c, d. h. 56 % der gesammten durch Verbrennung des euchtgases erzeugten Wärmemenge, die übrigen 44 % sind im Verlaufe er Explosion frei geworden und wegen der adiabatischen Zustandsänderung öllig in das Kühlwasser übergegangen.“

Diese Untersuchung Slaby's ist beachtenswerther bezüglich des Veges als betreffs der ziffermässigen Ergebnisse, da die Luft nicht mit ner Luftuhr gemessen, sondern berechnet wurde; diese Berechnung liefert ber falsche Ergebnisse, da sie auf die heissen Rückstände und Wände ine Rücksicht nimmt. Immerhin aber brachte Slaby zum ersten Male Bild der Wärmevertheilung bei. Der erwähnte Fehler war vermieden rden bei den vorzüglichen Versuchen, die Brooks und Steward an er 10 e eincylindrigen Otto'schen Maschine im Stevens Institute of hnology in Hoboken anstellten. Der Bericht über diese Versuche ist öffentlicht unter dem Titel: „Some Experiments upon the Otto Gas gine.“

Die 10 e Maschine hatte 356 mm Hub, 216 mm Durchm. Der Vertungsraum betrug 38 % des ganzen Cylinderinhalts, d. h. 7,94 l Vertungsraum und 13,015 l Hubvolumen; Verhältniss beider 0,612 : 1. Der bungsverlust der Maschine wurde im Mittel zu 0,186 gefunden. Gasl Luftverbrauch wurden mit sorgfältig geprüften Uhren gemessen. Das s in Hoboken ist ziemlich schlecht und giebt für den cbm 5495 c. ndert man den Gasreichthum der Ladung durch theilweises Schliessen Gashahns, so ändert sich der Gasverbrauch für die indicirte Pferderke nur wenig, für die gebremste dagegen nimmt er beträchtlich zu; s beweist, dass man durch Drosseln des Gases die Leistung verschlecht. Das Gas wog pro cbm 0,606 kg. Die theoretische Luftmenge war ,26 kg. Bei der Verbrennung trat eine Volumverminderung von 2,7 % 1: wegen des Luftüberschusses wird sich dies auf 2 % erniedrigen. le für die Rückstände berechnet $c_p = 0{,}2712$, $c_v = 0{,}1985$, 6; wegen überschüssiger Luft wurde genommen (6,63 Vol.

Luft auf 1 Vol. Gas nach den Messungen) $c_p = 0{,}268$, $c_v = 0{,}196$ und $\varkappa = 1{,}37$. Die Saug- und Verdichtungsvorgänge wurden mittels schwacher Indikatorfedern untersucht; Fig. 311 giebt ein solches Diagramm. Danach erfolgte das Ansaugen bei einem Druck von 0,85 at absolut, die Verdichtung ging bis auf 3 at abs. Der grösste Druck betrug etwa 10 at. Fig. 311 zeigt ein Fallen der Austrittskurve unter die Atmosphärenlinie; die Kühlung der heissen Rückstände war also eine so erhebliche, dass der Kolben sie im Anfange des Rückganges nicht sofort begleichen konnte.

In dem Augenblicke, wo die Linie der Drucksteigerung die Atmosphärenlinie schneidet, ist ein Volumen von 88,5 % des Ganzen vorhanden;

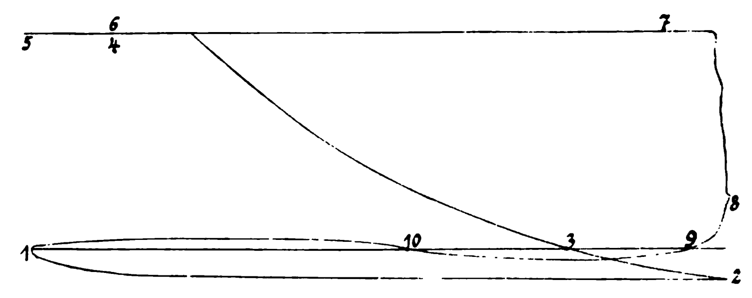


Fig. 311.

für diesen Punkt soll die Temperatur berechnet werden. Die Füllung betrug für jedes Spiel nach Angabe der Uhren 9,25 l Luft und 1,40 l Gas von 22°; im Verdichtungsraum befanden sich 7,94 l Rückstände von 410° (Pyrometer). Die 10,65 l Füllung auf 0° bezogen geben 9,82 l, die Rückstände ebenso 3,18 l. Das Gemisch wiegt bei 0° pro 1 l 1,16 g, die Rückstände 1,19 g; somit wog die Füllung 9,82 . 1,16 = 11,3 g, die Rückstände 3,18 . 119 = 3,78 g. Die Mischungstemperatur bei demselben Druck (und gleichen specifischen Wärmen für die Theile) wäre somit, da die Füllung 296° abs. und die Rückstände 683° abs. zeigen,

$$\frac{11{,}3 \,.\, 296 + 3{,}78 \,.\, 683}{11{,}3 + 3{,}78} = 393^0 \text{ abs oder } 120^0\,\text{C}.$$

Hiermit lässt sich der Werth $\frac{pv}{T} = C$ berechnen und damit auch weitere Temperaturwerthe. Für das Ende der Verdichtung fand sich $T = 522^0$, für den Augenblick grössten Druckes 1657° und für das Ende der Expansion 1159°. Die Koefficienten des Gesetzes $p\,v^m = C$ fanden sich zu $m = 1{,}363$ für die Ausdehnung, zu $m = 1{,}335$ für die Verdichtung.

Zu weiteren Diagrammuntersuchungen benutzen Brooks und Steward ein Verfahren Rankine's (Steam Engine S. 303). Der
(Fig. 312):

Die während irgend einer Zustandsänderung AB dem arbeitenden Körper zugeführte (oder entzogene) Wärme wird, in mechanischem Maass, durch den Flächeninhalt dargestellt, welcher von der Zustandskurve AB

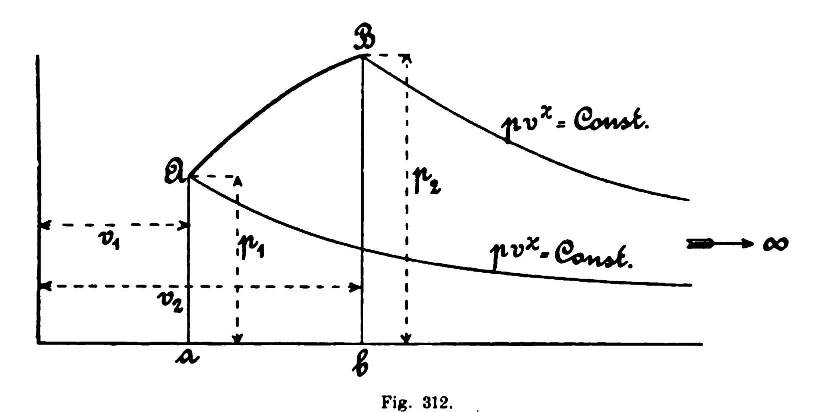


Fig. 312.

und den durch die Punkte A und B gelegten Adiabaten, wenn dieselben bis ins Unendliche verlängert werden, eingeschlossen wird.

Die Flächeninhalte der Adiabaten finden sich einfach, z. B. für B:

$$\int_{v_2}^{\infty} p\,dv = p_2 v_2^{\varkappa} \int_{v_2}^{\infty} v_2^{-\varkappa}\,dv = \frac{p_2 v_2^{\varkappa}}{1-\varkappa}\left[v^{-(\varkappa-1)}\right]_{v_2}^{\infty}$$

$$= \frac{p_2 v_2^{\varkappa}}{1-\varkappa}\left(-\frac{1}{v^{\varkappa-1}}\right) = \frac{p_2 v_2}{\varkappa-1} \qquad 351)$$

Damit wird also das gesuchte Q

$$Q = \frac{p_2 v_2}{\varkappa-1} + \text{Fläche a A B b} - \frac{p_1 v_1}{\varkappa-1} \qquad 352)$$

$$Q = \frac{1}{\varkappa-1}(p_2 v_2 - p_1 v_1) + L_i. \qquad 353)$$

Schröter hat gezeigt, dass sich dies auch unmittelbar aus dem ersten Hauptsatze der Wärmetheorie ableiten lässt (Journal für Gasbel. u. s. w. 1885. S. 213).

Auf diese Weise untersuchten die Amerikaner das in Fig. 313 dargestellte Diagramm. Die Fläche 456 wurde zu 4,2 gemessen und damit gefunden Q = 100,7 oder 4,67 c. Der Exponent der Ausdehnungslinie (siehe oben) stimmte sehr nahe mit dem der Adiabate überein; für die Verdichtungskurve wurde aber gerechnet und von 2 bis 5 gefunden — 0,05 c. S[illegible] sich für die Zustandsänderung 2—7

0,00 — 0,05 = 4,62 c.

Diese „indicirte Wärme“ wird verbraucht 1. zu indicirter Arbeit, 2. als Verlust beim Austritte.

1. Die indicirte Arbeit betrug 1,33 c.

2. Ehe das Austrittsventil sich öffnet, herrscht (siehe oben) eine Temperatur T = 1432°. Dehnt sich der Cylinderinhalt adiabatisch aus,

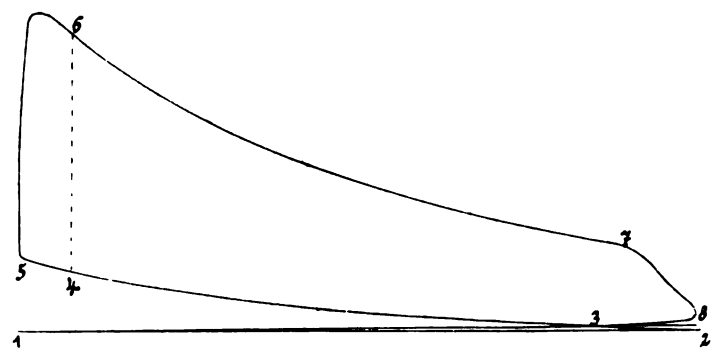


Fig. 313. 3/4 nat. Gr.

so herrscht, nachdem der Atmosphärendruck erreicht ist, eine Temperatur von 1035°; das Pyrometer zeigte aber 683°, somit war die Ausdehnung beim Austritte nicht adiabatisch. Der Austrittsverlust mag in 3 Theile zerlegt werden:

a) Arbeit der adiabatischen Ausdehnung der Rückstände auf 1 at. Ergiebt 0,58 c.

b) Wärmeverlust bei der Abkühlung der Rückstände von 1035° auf 683° bei gleichbleibendem Druck. Es sind im Cylinder (s. oben) 11,3 + 3,78 = 15,08 g; c_p = 0,27, daher 1,44 c.

c) Verlust durch das Abziehen der Rückstände (einer Füllung) mit 683°: 0,0113 c_p (683—296) = 1,18 c.

Die Verluste unter 2 ergeben summirt 3,2 c. 1 und 2 addirt geben 4,53 anstatt 4,62 — eine nicht zu vermuthende Uebereinstimmung.

Die Verbrennungswärme für 0,0014 cbm Gas beträgt 7,69 c, also verschwanden 3,07 c, d. h. 40 %.

Als Ergebniss führen Brooks und Steward an:

Indicirte Arbeit	1,33 c =	17 %
Verbrennungsgase	1,18 „ =	15,5
Wasserkühlung	4,00 „ =	52
Strahlung u. s. w.	1,18 „ =	15,5
	7,69 c =	100 %.

Als besonders beachtenswerth an dieser Arbeit erscheint, dass zum ersten Male die Luft gemessen wurde, dass zum ersten tritts- und Ansaugvorgänge mittels schwacher Indikat

ırden und endlich der Hinweis auf die leichte Verwendbarkeit der ankine'schen Berechnungsart. Die umstehende Tabelle giebt die vollündige Zusammenstellung aller Messungen.

Es mögen nun weiterhin zunächst die aus Beobachtungen entnommenen nterlagen kurz angeführt und besprochen werden, welche zur Beurtheing der Otto'schen Behauptung der Abnahme des Gasreichthums der adung vom Schusskanale nach dem Kolben hin vorliegen.

Die Deutzer Gasmotorenfabrik und später auch Schöttler haben einer besonders zu dem Zwecke eingerichteten 4e Maschine Versuche ısgeführt, bei denen einmal die gewöhnliche hintere, ein anderes Mal ıe seitlich angeordnete Zündung benutzt wurde. Mit der hinteren Zün-

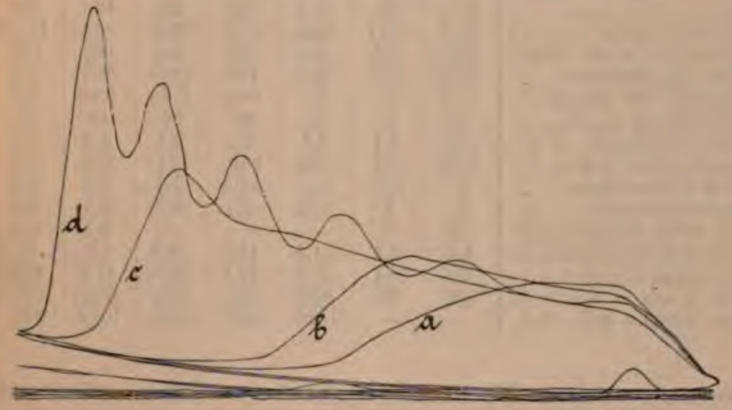


Fig. 314.

ung erhielten dieselben die bekannten üblichen Diagramme; wurde daıgen die seitliche Zündstelle benutzt, so trat die Zündung erst gegen litte des Hubes ein, die Drucksteigerung war eine langsamere und die össte Spannung etwa die Hälfte der gewöhnlichen. Solche Kurven sind und b in Fig. 314; bleiben Zündungen ganz aus, so entstehen danach urven wie c und d. Bei Benutzung der seitlichen Zündung sank die remsleistung erheblich und die sehr unregelmässige Form der Diagramme kundet die Unzuverlässigkeit der Zündweise. Weiterhin waren an der ersuchsmaschine Vorkehrungen getroffen, um den Ladungsvorgang abıdern zu können. Bekanntlich saugte Otto zuerst nur Luft und später st Gasgemisch; dies wurde umgekehrt, so dass zuerst Gasgemisch und ann reine Luft eintrat. Nach dieser Umkehr wirkte die seitliche Zünung nach wie vor, die hintere dagegen versagte völlig.

Aus diesen Versuchen schliesst nun Schöttler (Zeitschr. d. Ver. 1886, S. 237) wie folgt: „Es bliebe nun noch übrig, die oben ·hsergebnisse anders, als durch die schichtenweise

	Veränderliche Leistung							
Versuchsnummer	1	2	3	4	5	6	7	8
Tag des Versuchs 1883	29 5	28/5	30.5	30,5	30,5	4 6	4,6	[illegible]
Dauer in Minuten . . .	15	15	30	14.5	30	10	15	[illegible]
Gasverbrauch in l . . .	355	495	1785	1175	2805	805	1300	[illegible]
Luftverbrauch in l . . .	10900	—	—	—	—	7850	11800	[illegible]
Luft : Gas	—	—	—	—	—	—	—	—
Kühlwasser in l	26,5	131	122	113	306	71	107	[illegible]
Wassertemperatur bei Eintritt	22°	22	21	21	21	22	22	[illegible]
Wassertemperatur bei Austritt	49°	29	51,7	44,5	42	49,5	48	[illegible]
Anzahl der Spiele . . .	1252	1247	2445	1184	2426	809	1212	[illegible]
Umdrehungen in der Min.	167	166	163	163	162	162	162	[illegible]
Zahl der Explosionen . .	235	352	1224	788	1820	607	970	[illegible]
Explosionen für ein Spiel	0,19	0,3	0,5	0.66	0 75	0,75	0,8	[illegible]
Bremsbelastung in kg . .	0	0	29	48	57	49	57	[illegible]
Mittlerer Nutzdruck in at	4.2	3,3	4,4	4,3	4.1	4.0	3,9	[illegible]
Temperatur der Abgase °.	163	121	299	349	371	371	366	[illegible]
Indicirte Pferdestärken .	2	2,55	5,4	7.06	7,6	7,3	7,6	[illegible]
Bremspferdestärken . . .	0	0	2,73	4,5	5,3	4,5	5,4	[illegible]
Verlust durch Abgase in e	2,3	—	—	—	—	6,7	6,8	[illegible]
Verl. durch Kühlwasser in e	6,6	8,1	11,5	16,8	19,8	18	17	[illegible]
Verbrennungswärme in e .	12,2	17.1	30,9	42,1	48,5	41.9	45,6	[illegible]
Gas für h und e ind. in l	708	765	660	697	736	663	694	[illegible]
Gas für h und e gebr. in l	—	—	1310	1090	1060	1080	970	[illegible]

Lagerung zu erklären. Wäre solche vorhanden, so müsste selbstverständlich die hintere Zündung einen viel besseren Effekt haben, als die seitliche. Aber umgekehrt aus dem Effekte die schichtenweise Lagerung folgern zu wollen, ist doch wohl zu weit gegangen, wenn sonst, wie ich gezeigt zu haben glaube, alles dagegen spricht. In der That beweist der Versuch nichts weiter, als dass das Gemisch an der einen Zündstelle ärmer ist als an der anderen — in welcher Weise aber die Abnahme des Gasreichtumes erfolgt, darüber besagt er gar nichts. Der Unterschied im Gasreichthum in der Nähe beider Zündstellen erklärt sich aber leicht. Man bedenke nur, wie die Bildung der Ladung vor sich geht. Steht der Kolben im Todtpunkte, so sind im Cylinder nur Verbrennungsprodukte enthalten; in diese ergiesst sich bei Vorwärtsbewegung des Kolbens ein Strahl, welcher anfangs aus Luft, später aus reichem Gasgemische besteht und welcher abgeschnitten wird, sobald der Kolben seine Bewegung wechselt. Es ist also der enge Eintrittskanal, welcher scharf gegen den Cylinder abschneidet, in diesem Augenblicke ganz mit reichem Gasgemische gefüllt. Während nun infolge der Kompression der Cylinderinhalt durch- einander gewirbelt wird, bleibt der Kanal, wegen s- dem Cylinder gut geschützt, ganz oder mindestens

Volle Leistung									
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
4/6	4/6	4/6	4/6	4/6	29/6	29/6	29/6	29/6	30/6
30	30	30	30	30	30	25	20	10	30
3255	3460	2975	3227	3255	3320	2520	2040	1050	2975
22850	21670	22540	23510	23040	22850	17650	14050	6940	22910
6,9	6,2	7,4	7,1	7,0	6,86	7,0	6,9	6,63	7,7
325	170	188	127	248	335	82	58	116	276
22	22	22	22	22	23	23	23	23	24
48	80	76	80	57	49	89,4	88,2	53	48,1
2325	2299	2291	2461	2404	2371	1859	1472	750	2396
155	153	153	164	160	158	149	147	150	160
2325	2299	2291	2461	2404	2371	1859	1472	750	2396
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
85	87	81	81	80	88	86	86	85	68
4,1	4,1	3,9	3,9	3,8	4,04	3,85	3,97	4.15	3,5
429	432	427	427	432	430	422	407	410	421
9,6	9.5	8,9	9,7	9,6	9,6	8,7	8,7	9,3	8,5
7,8	7,8	7,1	7,7	7,5	8,1	7.4	7,2	7,4	6,3
7.9	7,8	7,7	8,1	8,0	8,0	7,3	7,0	7,0	7,8
26,2	30,5	31,2	22,4	26,8	26,9	20,3	17,6	33,4	20,6
56,4	59,8	51,5	55,9	56.4	57,6	52,3	52,9	54.4	51,5
680	725	668	665	685	694	697	700	677	703
835	892	835	832	850	825	822	850	853	945

ildung verschont, er ist also, wenn die Zündung erfolgt, mit be- reichem Gasgemisch angefüllt, welches leicht entzündbar ist und, nt, in den Cylinderinhalt hineinschlägt[1]). So wird eine viel re Entflammung desselben erzeugt, als bei der seitlichen Zündung ist. Die Unregelmässigkeit dieser letzteren deutet darauf hin, Cylinderinhalt nicht ganz gleichartig ist, dass vielmehr Wolken Gemisches im ärmeren vorhanden sind, dass also der Vorgang stattfindet, wie er sich bei dem weiter unten erwähnten Rauch- darstellt. Das ist aber etwas ganz anderes, als die schichtenweise g und hat auch einen ganz anderen Zweck. Denn durch die soll ja die Verbrennung verlangsamt werden, das schichtenweise soll langsamer verbrennen, wie das gleichartige, welches, um pt genügend zündbar zu sein, reicher sein muss, als jenes. Meine ng aber besagt das Gegentheil: das im Cylinder befindliche gleich- Gemisch verbrennt infolge seiner Gasarmuth zu langsam, und es ie Anordnung der hinteren Zündung dazu, die Verbrennung zu

Man vergleiche Clerk's Ansicht von der „mechanical disturbance" und Erklärung in der zweiten Deutzer Patentschrift D. R.-P. 2735. (S. 314.)

beschleunigen. Ich glaube, diese Erklärung ist ganz ungezwungen und widerspricht den beobachteten Thatsachen in keiner Richtung."

Diese Versuche vermochten mithin nicht, Schöttler zu der Ueberzeugung zu bringen, dass Otto Recht habe. Dass die Otto'sche Ladung keine gleichförmige sei, giebt er zu, und das bestätigen auch die Kurven c und d, denn bleiben mehrere Zündungen aus, so wird die Ladung immer gasreicher und immer besser durchgemischt, und dann tritt selbst bei seitlicher Zündung eine Drucksteigerung über das übliche Maass hinaus ein. Wir besitzen nun aber weiteres Material hierzu. Bei dem englischen Patentprocess Otto-Steel wurden Versuche herangezogen, über die sich der englische Richter wie folgt äussert:

„Es wurden 3 Versuche gemacht, um festzustellen, was die Mischung unmittelbar vor der Zündung war; der erste war die von Prof. Dewar ausgeführte Analyse, und soweit ich urtheilen kann, ist es von allen Versuchen derjenige, welcher am meisten befriedigt. Er that folgendes: er entnahm an drei verschiedenen Punkten im Cylinder Proben, je eine über der Zündstelle, eine andere etwas davon entfernt und eine dritte zunächst dem Kolben. Ich will nur eine Versuchsreihe behandeln, da meiner Ansicht nach eine die Gründe darthun wird, welche mich zu der Schlussfolgerung führten, die ich angeben werde.

An der Zündstelle fand er 10 % brennbares Gas, an einem dazwischen liegenden Punkte — ich lasse Decimalen aus — fand er 7 % brennbares Gas, und zunächst dem Kolben fand er 5 % brennbares Gas. Das ist genau dasjenige, was man finden muss, wenn Dr. Otto's Theorie richtig ist.

Der zweite Versuch war mit dem Eudiometer, welcher, soviel ich weiss, von Sir Frederick Bramwell und Mr. Imray gemacht wurde. Derselbe bestand darin, dass Gas an denselben Stellen, wo Prof. Dewar es entnommen hatte, aus dem Cylinder genommen wurde; aber anstatt dieses nun zu analysiren, wurde es in ein Instrument gebracht, welches mir nicht beschrieben worden ist und welches ich auch nicht kenne, und auf seine Entzündbarkeit geprüft. Das Resultat war, dass das zunächst dem Zündkanal entnommene Gas sich sofort entzündete, das von dem dazwischen liegenden Punkte entnommene Gas sich langsam und mit Schwierigkeiten entflammte und dass das zunächst dem Kolben entnommene Gas sich gar nicht entzündete. Diese zwei Versuche bestätigten sich deshalb gegenseitig."

Der dritte Versuch, der sich auf Entnahme von Diagrammen bezieht, ist von untergeordneter Beweiskraft.

Derartige Versuche bestätigen nun allerdings die Otto'sche Auffassung des Vorganges. Die untere Grenze der Zündbarkeit einer Gasmischung dürfte etwa bei 6,5 % liegen, was gleichfalls mit den englischen Versuchen übereinstimmt.

Prof. Teichmann hat ausgedehnte Versuchsreihen behufs Klärung dieser Frage durchgeführt, über welche er in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1887 S. 271 berichtet; bei denselben wurde die erste Otto'sche Versuchsmaschine mit konischem Kompressionsraum, sowie eine moderne Maschine mit Schusskanal benutzt. Die Versuche erstreckten sich auf Entnahme von Diagrammen, sowie auf Eudiometerproben. Es ergab sich deutlich, dass mit schärfer ausgeprägtem Schusskanal (der gegebenenfalls noch durch ein Ansatzstück verlängert wurde) die Ladung gasärmer gehalten werden konnte, und dass eine sehr späte Gaszuführung immer noch befriedigende Ergebnisse lieferte. Die Zündung am Schusskanal wies naturgemäss normale Diagramme auf, während eine seitliche Zündung abnorme Verhältnisse ergab. Teichmann sagt:

„Hieraus folgt unwiderleglich, dass quantitativ gleich zusammengesetzte Ladungen, in verschieden geformten Laderäumen und in verschiedener Weise eingeführt, aber gleich komprimirt und entzündet, mit sehr ungleichen Geschwindigkeiten verbrennen, eine Erscheinung, welche sich kaum anders, als durch örtliche Verschiedenheit in der Zusammensetzung erklären lässt. Diese Verschiedenheit lässt sich aber auch durch die chemische Analyse nachweisen.“

Die Entnahme von Gasproben ergab eine starke Abnahme des Gasgehalts vom Schusskanal nach dem Kolben hin, in voller Uebereinstimmung mit Dewar's Versuchen. Die drei Entnahmestellen waren der Schusskanal, dann eine solche nahe der inneren Todtpunktstellung des Kolbens und eine dritte zwischen beiden. Wurden an den beiden seitlichen Stellen die Proben nahe der Cylinderwand entnommen, so zeigte sich zwischen ihnen kaum ein Unterschied; wurden dagegen Röhrchen bis zur Cylinderaxe reichend eingeführt, so zeigte sich deutlich die allmälige Abnahme des Gasgehalts. Daher schliesst Teichmann:

„Ich glaube nunmehr den Nachweis geführt zu haben, dass die verschiedenen nach einander eingeführten Theile der Ladung eines Gasmotors sich nicht gleichförmig mit einander mischen, sondern eine örtlich verschiedene Zusammensetzung zeigen, welche zwar keine vollkommen regelmässige, durch mathematische Gesetze darstellbare ist, aber doch so, dass man bei geeigneter Cylinderform und Einführungsweise an gewissen Stellen mit Sicherheit eine Zusammensetzung erwarten kann, welche bestimmten Forderungen entspricht; ferner dass diese örtliche Verschiedenheit durch die Kompression nicht zerstört wird, dass sie von sehr erheblichem Einfluss ist auf den Verlauf der Verbrennung, und dass durch die Art und Weise der Einführung, durch die Form des Laderaums und des Einführungskanales der Verlauf der Verbrennung beeinflusst und mehr oder weniger zweckentsprechend geleitet werden kann.“

Fernerhin führt Schöttler Versuche an, die mit einem von der Deutzer Fabrik der Technischen Hochschule zu Hannover geschenkten

Modelle angestellt wurden. An einen Messingcylinder, in dem sich ein Kolben bewegt, ist eine aus Glas hergestellte Verlängerung angesetzt, an deren äusserem Ende sich ein Hahn befindet; durch diesen Hahn wird der Rauch einer Cigarette angesaugt. Wird der Hahn geöffnet, wenn der Kolben im hinteren todten Punkte steht, und bewegt man dann rasch den Kolben, so tritt ein Rauchstrahl in den Cylinder, der in der That den Kolben nicht erreicht, sobald der Hahn zeitig genug wieder geschlossen wird. So füllt sich nur der hintere Theil des Cylinders mit Rauch und am Kolben bleibt noch eine Luftschicht. Diese Lagerung wird auch nach mehreren Kolbenhüben noch nicht vollständig verwischt. Mit einem Modelle der Gebr. Körting, das die Abmessungen einer ausgeführten Deutzer Maschine hatte, wurde der Versuch wiederholt und ergab Bildung von Rauchwolken im ganzen Cylinder. Schöttler kommt daher zu dem Schlusse: „Also möglich ist die schichtenweise Lagerung schon, nur tritt sie in der Gasmaschine nicht ein, weil der Cylinder nicht lang genug ist".

Hierbei darf übrigens nicht übersehen werden, dass der Versuch den Vorgängen in den Maschinen nicht ganz entspricht, wenigstens nicht der mit dem Deutzer Modell angestellte (bei dem anderen Versuche ist nichts Näheres angegeben); denn Schöttler liess den Rauch eintreten, sobald der Kolben seinen Hub begann, während die Gasmischung in den Maschinen erst im letzten Theile des Kolbenhubes eintritt.

An einer von der Mannheimer Gasmotorenfabrik (Benz) gebauten 3 e Maschine (S. 261) stellte Schöttler weitere Versuche an. Bei diesen Maschinen liegt das Austrittsventil am hinteren Ende des Cylinders; Gas und Luft treten seitlich durch gekrümmte Rohre ein und werden gegen den Kolben hin geleitet. Trotzdem die elektrische Zündung an den verschiedensten Stellen des Verdichtungsraumes angeordnet wurde, zeigten diese verschiedenen Anordnungen keinen Einfluss auf die Bremsleistung und auf die Diagramme der Maschine. Man muss betreffs dieser Versuche Slaby beistimmen, wenn er sagt, dass der mitgetheilte Stoff nicht genüge, um sich über die Ansicht des Verfassers ein Urtheil zu bilden.

Weitere Versuche wurden mit einer älteren Maschine der Gebr. Körting angestellt. Schöttler sagt darüber:

„Hier haben wir es wieder mit einer einfach wirkenden Maschine zu thun. Während des Niederganges treibt der Kolben zunächst einen Theil der Verbrennungsprodukte aus, dann schliesst sich das Austrittsventil, die Kompression beginnt und gleichzeitig oder ein klein wenig früher das Ueberdrücken des in einer Pumpe fertig gebildeten Gasgemisches. Die Zündung erfolgt selbstredend im Todtpunkte. Wir haben es hier zwar mit einer Flammenzündung zu thun, welche im Eintrittskanale wirkt; statt derselben wurde aber eine elektrische Zündung eingerichtet, und es wurde der Zündpunkt an die verschiedensten Stellen verlegt. Aus dem

Vergleiche der zahlreichen Diagramme schien hervorzugehen, dass das Gemisch in der Richtung, welcher der eintretende Gemischstrahl den mechanischen Gesetzen gemäss folgen muss, etwas reicher war, als anderweitig, dass also eine völlige Gleichmässigkeit der Mischung nicht vorhanden war. Doch ist dieses Resultat nicht ganz sicher, weil die elektrische Zündung recht schlecht funktionirte und der Vergleich deshalb erschwert wurde. Indessen ist dasselbe gar nicht unwahrscheinlich; man bedenke nur, dass bei der Körting'schen Maschine die Kompression mit der Bildung der Ladung zusammenfällt, während sie bei der Otto'schen Maschine dieser folgt. Aber von einer schichtenweisen Lagerung im Sinne der Otto'schen Ansicht war nichts wahrzunehmen. Nur wurde beobachtet, dass die Zündung unmittelbar vor der Mündung des Zündkanales und in diesem eine viel wirkungsvollere war, als an irgend einer anderen Stelle, welche Beobachtung mit der, dass bei den Deutzer Versuchen die hintere Zündung so viel besser wirkt, als die seitliche, zusammenfällt."

Nach Slaby's Anschauung beweist eben dieser Versuch die Richtigkeit der Otto'schen Auffassung.

Die Ansicht der schichtenweisen Lagerung wird von Clerk nach wie vor lebhaft bekämpft (The Gas and Oil Engine 1897 S. 254). Um nachzuweisen, dass die Gase nahe am Kolben entzündbar seien, brachte er an der Innenseite des Kolbens einer 3,5 pf. Otto'schen Maschine eine kleine Platinspirale an, welche 6 mm vor der Kolbenfläche vorstand und verband diese Spirale mit einer Batterie, um durch dieselbe Zündungen der Ladung zu bewirken. Nachdem die Maschine normal im Gange war, wurden die Spirale zur Weissgluth gebracht und die gewöhnliche Zündvorrichtung abgestellt; bei einiger Aufmerksamkeit lief dann die Maschine ganz normal weiter. Die Spirale musste gerade heiss genug sein, um die Zündung am Ende der Kompression, aber nicht vorher, zu veranlassen. Hätten sich am Kolben indifferente Gase befunden, so hätte eine Zündung nicht eintreten können. Wurde die Spirale zu heiss gehalten, so treten bereits beim Ansaugen der Ladung Zündungen ein — ein Beweis, dass auch in diesem Stadium eine Schichtung nicht existirte. Clerk behauptet deshalb, dass die Ladung praktisch genommen homogen sei, ehe nur die Kompression beginnt.

Weiter machte er mit Hopkinson Versuche an einem aus Glas nachgebildeten Modell einer 3,5 pf. Otto'schen Maschine; zur bestimmten Zeit wurde statt des Leuchtgases Rauch eingesaugt. Der Kompressionsraum war mit reiner Luft gefüllt; sobald sich nun beim Vorgange des Kolbens der Rauchbehälter eröffnete, trat ein Rauchstrahl ein, der in Kurzem den Kolben erreichte und den Cylinder gleichmässig erfüllte und das viel rascher, als das Auge den Vorgängen folgen konnte! Ueber die Spannungsverhältnisse beim Eintritte des Rauchs, die sicher sehr

wesentlich sind, ist nichts angegeben. Das Otto'sche Glasmodell (siehe oben) beweist Nichts, da es keineswegs die Verhältnisse einer Maschine hatte, sondern der Cylinder viel zu lang war. Die Schichtung existirt also im Otto'schen Motor nicht — schliesst Clerk — und kann somit auch nicht die Ursache der günstigen Wirkungsweise sein. Selbstverständlich aber befindet sich im Schusskanal ein stärkeres und entzündlicheres Gemisch als im Cylinder selbst. Dies ist naturgemäss auch bei den Motoren der Fall, bei welchen während des ganzen Hubes gleichmässiges Gemisch angesaugt wird (wie z. B. Gebr. Körting verfahren); die Verbrauchsziffern dieser Motoren sind gleich günstige.

In dieser Frage stehen sich somit die gewichtigsten Aeusserungen und Versuche gegenüber, ohne dass unzweideutig Klarheit geschaffen wäre. Von Seiten der Gegner der Otto'schen Auffassung wurden weiterhin die Arbeiten von Witz angezogen, doch lassen sich hiergegen so grosse Bedenken anführen, dass ich hierdurch vorläufig die Otto'sche Auffassung noch nicht als durchaus widerlegt erachten kann. Ehe auf die Darlegung der sehr fleissigen Arbeiten Witz's eingegangen wird, mag zunächst erst der übrige vorliegende Stoff erledigt werden, da die Ergebnisse Witz's bezw. seine Folgerungen aus denselben von Slaby sehr eingehend bekämpft wurden und ein Abschluss dieser Frage erst durch die Studien Slaby's gegeben erscheint.

Eine sehr interessante Arbeit haben die englischen Physiker Ayrton und Perry unter dem Titel „The Gas Engine Indicator Diagram" veröffentlicht (Philos. Mag. 1884 II. S. 59). Nicht die ziffernmässigen Ergebnisse sind es, die Beachtung verdienen, sondern die von ihnen verwendete Berechnungsweise ist von Bedeutung. Sie verfolgen auf einem eigenthümlichen Wege die Wärmevorgänge im Cylinder und zwar an der Hand des Indikatordiagramms. Nennt man F die Kolbenfläche, x den Weg des Kolbens und p_x den Druck in kg/qcm im Punkte x, so ist die dem Wege dx entsprechende Arbeit in mkg

$$dL = F p_x dx. \qquad 354)$$

Die auf diesem Wege aufgenommene (oder abgegebene) Wärme dQ lässt sich durch einen ähnlichen Ausdruck darstellen. Die Verfasser sehen von dem chemischen Vorgange, der die Wärme liefert, ab und fassen den Vorgang so auf, als ob das als permanentes Gas betrachtete Gemisch von einer grossen Anzahl in demselben befindlicher kleiner Herde oder erhitzter Drahtstücken die Wärme empfinge. Schreibt man nun

$$dQ = F q_x dx \qquad 355)$$

so bedeutet alsdann q_x die „specifische Wärmeaufnahme" oder „Wärmeaufnahme pro Einheit des vom Kolben beschriebenen Volumens" (nach Schröter's Bezeichnung); q_x steht mithin in derselben Beziehung zu dQ wie p_x zu dL. Es ergiebt übrigens Gl. 355 den Werth dQ nicht in

Wärmeeinheiten, sondern in Meterkilogrammen. Die hingeschriebene Gleichung lässt sich aber noch anders gestalten. Bekanntermassen gilt (Zeuner S. 122)

$$dQ = c_v\, dT + A p\, dv \qquad 356)$$

in Wärmeeinheiten; oder in Meterkilogramm

$$dQ = \frac{c_v}{A} dT + p dv \qquad 357)$$

$$= \frac{c_v}{AR} d(pv) + p\, dv$$

und mit

$$A R = c_p - c_v = c_v (\varkappa - 1) \qquad 358)$$

$$dQ = \frac{1}{\varkappa - 1} (\varkappa p dv + v dp). \qquad 359)$$

Nun ist $v = xF$, $dv = F dx$ und $p = p_x$, somit

$$dQ = \frac{F}{\varkappa - 1} (\varkappa p_x dx + x dp). \qquad 360)$$

Setzt man diesen Werth jenem aus Gl. 355 gleich, so wird

$$F q_x dx = \frac{F}{\varkappa - 1} \left(\varkappa p_x + x \frac{dp}{dx}\right) dx \qquad 361)$$

d. h. aber

$$q_x = \frac{1}{\varkappa - 1} \left(\varkappa p_x + x \frac{dp}{dx}\right) \qquad 362)$$

Die Ableitung des Werthes $\frac{dp}{dx}$ kann auf drei verschiedene Weisen vorgenommen werden, die die Verfasser näher erläutern. Nach der ersten derselben theile man den Hub in eine genügende Anzahl Theile ein und messe die Spannungen in den Endpunkten derselben; dividirt man dann $\triangle p$ durch $\triangle x$, so sind diese Werthe mit genügender Genauigkeit an Stelle des obigen Differentialquotienten benutzbar.

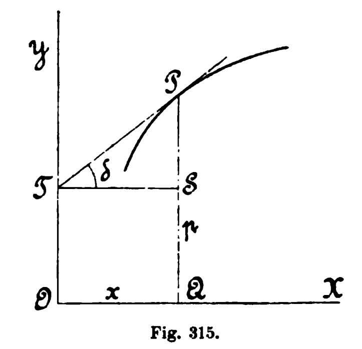


Fig. 315.

Ein zweiter Weg ist der folgende: Man ziehe in einer grösseren Anzahl von Punkten der Indikatorkurve Tangenten (Fig. 315); dann ist

$$\frac{dp}{dx} = \operatorname{tg} \delta = \frac{PS}{TS} = \frac{PS}{x} \qquad 363)$$

daher

$$PS = x \frac{dp}{dx}. \qquad 364)$$

Diese Strecke kann natürlich sowohl positiv als auch negativ sein, worauf zu achten ist.

Nach einer dritten Methode gelangt man zu dem gesuchten Werthe durch Differentiation einer empirischen, die Explosion wie auch die Ausdehnung umfassenden Gleichung der Indikatorkurve, welche die Verfasser abgeleitet haben; wir gehen hierauf nicht weiter ein, da die Genauigkeit dieses Verfahrens von der jener Gleichung abhängt.

Sowie nun

$$L = F \int p_x \, d\,x \tag{365}$$

die gesammte indicirte Arbeit innerhalb beliebiger Grenzen dargestellt, ergiebt

$$Q = F \int q_x \, d\,x \tag{366}$$

innerhalb derselben Grenzen im gleichen Massstabe die gesammte von der Cylinderfüllung aufgenommene bezw. abgegebene Wärmemenge. Folgt das Kurvenstück dem Gesetze

$$p x^n = \text{Const.} \tag{367}$$

so wird

$$\frac{d\,p}{d\,x} = - \frac{n\,p}{x} \tag{368}$$

und damit

$$q_x = \frac{\varkappa - n}{\varkappa - 1} p_x \tag{369}$$

d. h. q_x wächst dem Drucke direkt proportional. Dieser Umstand spricht, wie **Schröter** ausführt, gegen die Verwendung obigen Gesetzes bei der Ex-
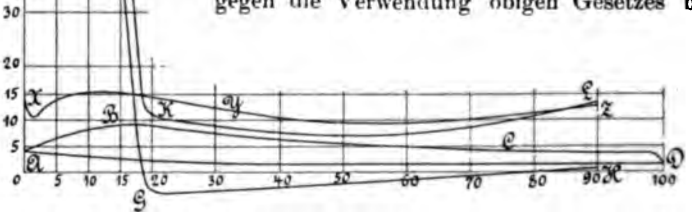


Fig. 316.

plosionskurve, denn sonst müsste die Intensität der Wärmeaufnahme bis zur grössten Spannung hin zunehmen. Das von **Ayrton und Perry** entworfene Diagramm (siehe Fig. 316), wie auch ei legung ergeben aber das Gegentheil, denn die Int

nunmehr erst kann die

Die Kraft zum Heben des Kolbens ist also 31,5 kg. Der Hub ist 323 mm. Die Geschwindigkeit des aufsteigenden Kolbens kann entweder durch ein in Führungen herabsinkendes Gewicht von 75 kg beschleunigt oder durch eine auf die Kolbenstange wirkende Bremse, wenn nöthig bis zum Stillstande, verzögert werden. Man konnte so die Kolbengeschwindigkeit, d. i. die Geschwindigkeit, mit der die Ladung expandirt, von 0,25 bis 10 m steigern. Das Explosionsgemisch gelangt durch einen Hahn unter den Kolben, seine Menge wird durch Marken an der Kolbenstange, entsprechend genauer Aichung, ermittelt. Die Zündung erfolgt durch einen starken elektrischen Funken in einer Aussparung der Cylinderwandung. Sobald die Explosion stattfindet, fliegt der Kolben aufwärts und drückt die Luft aus den in dem Cylinderdeckel befindlichen Oeffnungen; diese können eingestellt werden, so dass ein Luftbuffer entsteht, um den Stoss zu mildern. Nach jeder Explosion wird also der Kolben auf eine bestimmte Höhe fliegen und von dieser aus nach Maassgabe der Abkühlung und Kondensation der Verbrennungsprodukte langsam wieder niedersinken.

Die Spannung unter dem Kolben misst ein Richard-Indikator, dessen Papiertrommel von der Kolbenstange aus bewegt wird, so dass also das Diagramm die Spannungen als Funktionen der Kolbenstellungen wiedergiebt. Ferner schreibt eine Stimmgabel ihre Schwingungen unter die Horizontale des Diagramms, so dass man die Zeit der Kolbenstellung sehr genau ablesen kann. Die verwendete Gabel macht 128 Schwingungen in der Sekunde.

Das über Wasser hergestellte Gemisch war seiner Zusammensetzung nach bestimmt; es wurde durch einen Gummibeutel in den Cylinder gedrückt, bis der Kolben eine bestimmte Stellung einnahm; dann liess man den Funken überspringen, der Indikator zeichnete seine Kurve und die Stimmgabel ihre Sinusoïde, so dass man auf einem Blatte die Volumina und Spannungen, die Kolbengeschwindigkeit, die Dauer der ganzen Erscheinung, kurz alles, was zur Kenntniss nöthig ist, zusammen hatte. Die Cylinderwände waren mit einem Wasser- oder Dampfmantel umgeben und konnten so auf beliebig gewählter, konstanter Temperatur gehalten werden; den Einfluss der Wandungen auf den Inhalt hatte Witz bereits früher festgestellt. Bei allen Versuchen blieb die Temperatur so niedrig, dass Dissociation völlig ausgeschlossen war.

Nachdem Witz festgestellt hatte, dass die Stärke des elektrischen Funkens ohne Einfluss auf seine Resultate blieb, untersuchte er für verschiedene Mischungen den Einfluss der Kolbengeschwindigkeit. Er fand stets, dass die vom Diagramm angezeigte Arbeit um so grösser war, je grösser man die Kolbengeschwindigkeit wählte, wie aus der nebenstehend mitgetheilten Tabelle hervorgeht.

Er hebt hervor, dass die in der folgenden Tabelle zusammengestellten Ziffern Versuchsresultate wiedergeben, welche während eines längeren Zeit-

umes gewonnen wurden, und dass die scheinbaren Ungleichheiten in der eihenfolge der Ziffern zurückzuführen seien auf verschiedene Zusammenstzung des von der Gasanstalt gelieferten Leuchtgases. Indessen ist otzdem die Folge der Ziffern eine sehr schöne.

itdauer des olbenhubes Sek.	Länge des Kolbenhubes mm	Mittlere Geschwindigkeit m	Arbeitsäquivalent der durch die Verbrennung erzeugten Wärme mkg	Aus dem Diagramm berechnete Arbeit mkg	Verhältniss beider
		1 Volumen CO mit 2,675 Volumen Luft bei 15°. (2,081 l Gemisch.)			
0,17	254	1,50	688	22	0,032
0,12	258	2,15	688	29	0,042
0,11	258	2,35	688	34	0,049
0,08	258	3,25	688	42	0,061
0,05	258	5,20	688	53	0,077
0,045	258	5,60	688	60	0,087
		1 Volumen Leuchtgas mit 9,4 Volumen Luft. (2,081 l Gemisch.)			
0,48	122	0,25	467	5,3	0,011
0,47	127	0,27	467	5,3	0,011
0,40	127	0,32	467	7,0	0,014
0,39	132	0,34	467	6,6	0,014
0,31	140	0,45	467	7,8	0,016
0,23	147	0,64	467	10,8	0,022
		1 Volumen Leuchtgas mit 9,4 Volumen Luft. (3,096 l Gemisch.)			
0,53	188	0,36	680	9,8	0,014
0,42	203	0,49	680	10,5	0,015
0,40	203	0,50	680	11,8	0,017
0,35	211	0,60	680	12,3	0,018
0,25	229	0,92	680	14,6	0,021
0,16	229	1,42	680	17,4	0,026
		1 Volumen Leuchtgas mit 6,33 Volumen Luft. (1,066 l Gemisch.)			
0,07	185	2,6	340	17,6	0,052
		1 Volumen Leuchtgas mit 6,33 Volumen Luft. (2,081 l Gemisch.)			
0,15	259	1,7	663	17,6	0,026
0,09	259	2,9	663	40,1	0,060
0,06	259	4,3	663	50,5	0,075
0,06	280	4,8	663	57,0	0,086

In der nächsten Tabelle sind die Zahlen zusammengestellt, welche ritz mit Mischungen aus CO und Luft bei verschiedenem Gehalt an O erhielt; es zeigt sich, dass der Einfluss der Kolbengeschwindigkeit i sehr verschieden reichen Gemischen in gleicher Deutlichkeit wahrhmbar ist.

Die bei diesen Versuchen genommenen Diagramme konnten nun dazu dienen, die Reihenfolge der Spannungen und Temperaturen während des Kolbenweges festzustellen.

Zusammensetzung	Zeitdauer des Kolbenhubes Sec.	Länge des Kolbenhubes mm	Mittlere Geschwindigkeit m	Arbeitsäquivalent der durch die Verbrennung erzeugten Wärme mkg	Aus dem Diagramme berechnete Arbeit mkg	Verhältnis beider
1 CO + 3,2 Luft	0,17 0,13	221 236	1,30 1,60	646	19,4 26,5	3,0 4,1
1 CO + 2,675 Luft	0,12 0,11	258 258	2,15 2,35	735	29,0 34,1	4,0 4,6
1 CO + 2,215 Luft	0,08 0,07	258 258	3,10 3,70	760	41,7 50,2	5,5 6,6
1 CO + 1,625 Luft	0,04	258	6,40	688	57,6	8,3

Fig. 318 stellt eines dieser Diagramme dar; die Wellenlinie wurde von der Stimmgabel verzeichnet, die ausgezogene Indikatorkurve giebt den

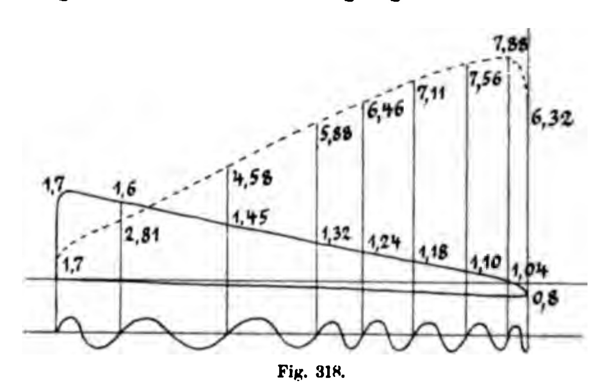


Fig. 318.

Verlauf der Spannungen im Cylinder an. Witz berechnet nun nach dem oben erwähnten Bousfield'schen Verfahren die Werthe der Spannungen, die eingetreten sein würden, wenn der Kolben in seiner Anfangslage festgehalten worden wäre, d. h. wenn die Verbrennung bei gleichbleibendem Volumen erfolgt wäre. Z. B. war vor der Zündung die Spannung 1,033 kg/qcm und T = 288°; sobald der Funken übersprang, stieg der Druck auf 1,7 kg, ohne dass das Volumen eine Aenderung erfuhr. Daher ist die entsprechende Temperatur

$$288 \cdot \frac{1,700}{1,033} = 474^{0}.$$

nd der ersten Doppelschwingung der Stimmgabel, die $\frac{1}{64} =$
erte, fiel der Druck auf 1,6 kg, wobei sich das Volumen von
3,210 l vergrösserte. Die Temperatur findet sich daher aus

$$\frac{1{,}7 \, . \, 2{,}081}{474} = \frac{1{,}6 \, . \, 3{,}210}{T}$$

$$T = 687^0.$$

man sich das Gemisch nunmehr wieder auf das Anfangs-
iabatisch verdichtet (Witz nimmt $\varkappa = 1{,}3$), so erreicht es einen
ler sich aus

$$1{,}6 \, . \, 3{,}210^{1{,}3} = p' \, . \, 2{,}081^{1{,}3}$$

$$p' = 2{,}81 \text{ kg},$$

Werthe würde eine Temperatur

$$T' = \frac{2{,}81}{1{,}7} \, . \, 474 = 784^0$$

ermittelten Spannungen p' (der Raumersparniss wegen in klei-
sstabe als p aufgetragen) giebt die punktirte Kurve in Fig. 318[1]).
le Tabelle vereinigt alle diesbezüglichen Werthe.

n- ng	Volumen l	Oberfläche qdm	Verhältniss beider	Spannungen, welche die ausgezogene Kurve angiebt kg	Absolute Temperaturen, aus diesen berechnet °C	Spannungen, welche die punktirte Kurve ergiebt kg	Absolute Temperaturen, aus diesen berechnet °C.
[illegible]	2,081	11,09	5,3	1,033	288	—	—
[illegible]	2,081	11,09	5,3	1,70	474	1,70	474
[illegible]	3,210	13,34	4,2	1,60	687	2,81	784
[illegible]	5,009	16,94	3,4	1,45	941	4,58	1278
[illegible]	6,567	20,06	3,0	1,32	1161	5,88	1640
[illegible]	7,408	21,74	2,9	1,24	1228	6,46	1802
[illegible]	8,288	23,50	2,8	1,18	1308	7,11	1984
[illegible]	9,165	25,25	2,7	1,10	1350	7,56	2109
[illegible]	9,885	26,69	2,7	1,04	1377	7,88	2197
[illegible]	10,206	—	—	0,80	1091	6,32	1762

rsieht aus Diagramm und Tabelle mit grosser Deutlichkeit, dass
der Maximalspannung mit dem Fortschritte der Verbrennung
zu thun hat, dass diese vielmehr bis fast an das Ende des
dauert und die Wärmezuführung nur durch die Expansion aus-
nd überboten wird. Ob nun die Entflammung mit Erreichung

Figur ist eine Wiedergabe der Witz'schen, deren Maassstäbe im
sind.

stimmung mit Clerk, wenn er behauptet, dass der Erfolg Otto's lediglich der Kompression und nicht der grossen Verdünnung der explosibeln Mischung in den Rückständen einer vorhergehenden Cylinderfüllung zu verdanken sei."

S. 58—70 der Witz'schen Schrift sind schliesslich Betrachtungen der ausgeführten Maschinen und ihrer Wirkungsgrade gewidmet; die Schlusssätze lauten etwa:

„Die Wirkung der Wandungen genügt, um die Misserfolge der Vergangenheit zu erklären; sie giebt uns das Geheimniss der Erfolge der Zukunft. Um diese Verluste beträchtlich vermindern zu können, muss man danach trachten, die Umsetzung der Wärme in Arbeit mit grösster Schnelligkeit zu bewerkstelligen, indem man die Zeit und die Flächengrösse der Berührung zwischen den Wandungen und den heissen Gasen vermindert und die Temperatur der Wandungen möglichst erhöht. Man baue deshalb starke Kompressionsmaschinen mit grosser Kolbengeschwindigkeit und starker Kompression, die mit unverdünntem Gasgemisch bei hohen Temperaturen arbeiten."

Diese Arbeit Witz's ist s. Z. von verschiedenen Seiten als die Erörterung der Frage nach den Vorgängen im Cylinder der Gasmaschine abschliessend aufgefasst worden. Schröter (Journal für Gasbel. 1885 S. 213) nennt das „Uebergewicht der Witz'schen Erklärung angesichts des hypothetischen Charakters der übrigen Erklärungsweisen ein erdrückendes". Schöttler (a. a. O.) ist der Ansicht, dass die Versuche sehr gut durchgeführt und deshalb maassgebend seien und glaubt, dass sie mit keinen sonst beobachteten Erscheinungen im Widerspruche stehen, sondern dass sich diese recht gut auf Grund der aus jenen zu ziehenden Schlüsse erklären lassen; er äusserte sich daher als Sachverständiger in einem Patentprocesse der Deutzer Firma wie folgt:

„Während bei den älteren Maschinen, wie derjenigen von Lenoir, die Spannung in der Expansionsperiode von ihrem grössten Werthe ab rasch fällt, ist dieses Fallen bei der Otto'schen Maschine viel langsamer. Es ist so langsam, dass man aus der Form der es darstellenden Expansionskurve des Indikatordiagramms mit Hülfe der Regeln der mechanischen Wärmetheorie mit Bestimmtheit schliessen kann, dass während der Dauer der Expansion eine beträchtliche Wärmemenge zugeführt wird. Es ist also die Verbrennung mit der Explosion (d. h. der Spannungssteigerung) noch nicht beendet, sondern sie setzt sich noch in die Expansionsperiode hinein fort; es findet das sogenannte „Nachbrennen" statt. Diese Erscheinung, dass also die Verbrennung in der Gasmaschine nicht mit der Erreichung der maximalen Spannung beendet ist, sondern länger währt, diese Erscheinung des Nachbrennens ist nun in der Otto'schen Maschine wahrscheinlich zuerst beobachtet und hat wahrscheinlich dazu geführt, anzunehmen, dass die Verbrennung in der Otto'schen Maschine nicht nur eine

chtig ist. In der That ist dieser so grosse Einfluss der Geschwindig-
it einem Einflusse der Wandung untergeordnet; denn wenn nicht, wie
llte die Expansionsgeschwindigkeit auf die Explosionserscheinungen ein-
rken? Das kann nur durch die Abkühlung an der metallischen Ober-
iche geschehen, welche, indem sie längere oder kürzere Zeit andauert,
m Wärmeherde selbst Wärme entzieht und die Heftigkeit der Reaktion
rmindert. Nun ist es nicht nur die Schnelligkeit der Verbrennung,
lche diesen Einfluss erleidet, sondern auch die Diagrammfläche wird
einer; die Arbeit vermindert sich und der Nutzeffekt sinkt, wie oben
stgestellt wurde. Um den möglichst grössten Theil der gesammten in
n Explosionsgemischen enthaltenen Wärme nutzbar zu machen, ist also
chtig, die Ausdehnung der Verbrennungsprodukte in kürzester Zeit vor
h gehen zu lassen und die Oberfläche der Cylinderwandung möglichst
ein, d. h. das Verhältniss Oberfläche: Volumen zu einem Minimum zu
achen."

Beiläufig macht Witz darauf aufmerksam, dass hierin auch noch
n Vortheil der Kompression liege, weil auf die gesammte Wärmemenge
r verdichteten Ladung weniger abkühlende Oberfläche komme, als auf
eselbe Wärmemenge einer nicht verdichteten Ladung.

Zu diesen Versuchen bemerkt Witz weiter:

„Der Einfluss der Wandung ist also der grosse Regler der Explo-
nserscheinungen. Er genügt, um eine Verbrennung zu beschleunigen
er zu verzögern, um eine langsame und allmälige Verbrennung her-
rzubringen: es ist nicht nöthig, auf die Erscheinungen der Dissociation
rückzugehen, um die verlängerte Einwirkung des verbrennenden auf den
verbrennenden Stoff zu erklären. Thatsächlich stellen wir diese Er-
heinung unter solchen Bedingungen her, dass Dissociation unmöglich ist,
die Temperatur in unserem Cylinder 1400° nicht überschreitet. Die
erdünnung macht diesen Effekt natürlich fühlbarer, denn die todte Gas-
enge, in welcher die explosible Mischung schwimmt, wirkt nicht anders
ls die Wandung, nämlich durch Abkühlung; aber das Nachbrennen kann
hne Verdünnung stattfinden. Dieser aus unseren Versuchen völlig logisch
bgeleitete Schluss scheint uns wichtig zu sein: er entkräftet und bestätigt
ug um Zug die Theorie, welche Clerk in der Institution so warm be-
ürwortet hat. Mit dem gelehrten englischen Ingenieur halten wir dafür,
ass die Verbrennung nicht vorsätzlich verlangsamt werden soll; diese
erzögerung ist eine Unvollkommenheit, welche man nicht aufsuchen
uss: Otto hat Unrecht, es zu thun. Unglücklicherweise kann diese
erzögerung, dieses Nachbrennen nicht völlig vermieden werden. Warum
icht? Weil, sagt Clerk, die Wärme sich bei der Detonation der Gas-
ischung nur allmälig entfaltet, gemäss der Verbindung des dissociirten
heiles; weil, sage ich, der Einfluss der Wandung nur vermindert, aber
icht gänzlich unterdrückt werden kann. Ich befinde mich in Uebereln-

deshalb sinkt die Spannung rasch; in der Otto-Maschine halten sich beide etwa das Gleichgewicht, und deshalb sinkt die Spannung langsam. Es ist aber ganz unmöglich, aus der Form der Expansionslinie schliessen zu wollen, dass die Verbrennung an sich irgend anderer Art, also etwa langsamer oder gar „verlangsamend" in der Otto-Maschine ist. Vielmehr ist als bewiesen anzusehen, dass der langsamere Fall der Spannung in der Otto-Maschine lediglich eine Folge der grösseren Kolbengeschwindigkeit, also eine Folge des geringern Einflusses der abkühlenden Wandungen auf die verbrennende Ladung ist.

Wem aber dieser Beweis noch nicht genügen sollte, der wird mindestens gestehen müssen, dass aus dem langsamen Falle der Expansionskurve kein Schluss auf das Vorhandensein einer besondern „verlangsamenden Verbrennung" zu ziehen ist, weil man dieselbe Erscheinung, welche sie kennzeichnen soll, auch auf anderem Wege, nämlich durch dieselbe Art der Arbeit, welche bereits Lenoir anwendet, hervorrufen kann."

Es ist nun nicht zu leugnen, dass die Witz'schen Versuche vorzüglich ausgeführt und durchgearbeitet sind, dass nicht die geringste Veranlassung zu einem Zweifel an der Richtigkeit ihrer Ergebnisse vorliegt, und dass sie eine sehr ungezwungene Erklärung aller Vorgänge ermöglichen würden. So verlockend das aber auch ist, so kann man sich doch nicht verhehlen, dass Laboratoriumsversuche, die an einem geeigneten Versuchsmodelle vorgenommen wurden, nicht ohne weiteres in ihren Folgerungen auf ausgeführte Maschinen anwendbar sind, und dass die Ergebnisse einmaliger Explosionen von denen des gewöhnlichen Betriebes verschieden sein können. Zeuner sagt, dass der von den explodirenden Gasen auf den frei aufliegenden Kolben ausgeübte Druck mit dem Widerstande des Kolbens nicht im Gleichgewichte gewesen sei, da sich derselbe beschleunigt aufwärts bewegte; man kann deshalb aus den Versuchen wohl Schlüsse betreffs der Wirkungsweise atmosphärischer Gaskraftmaschinen ziehen, die Anwendbarkeit der Versuchsergebnisse auf die heutige Kompressionsgaskraftmaschine kann jedoch nicht zugestanden werden. Die Aeusserungen Meyer's zu dieser Auffassung (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 990) sind übrigens sehr beachtenswerth, umsomehr, als er hervorhebt, dass bei Witz's Versuchen ein Beharrungszustand, wie bei einer Gasmaschine, nicht vorlag. Jedenfalls kann aber die Einwirkung der kühlen Wandungen auf den Cylinderinhalt nicht bestritten werden, nur muss eben eine solche Untersuchung anders angefasst werden, als es von Witz geschehen ist. Diese Einwirkung ist bei Dampfmaschinen schon seit vielen Jahren beobachtet und eingehend gewürdigt worden (Hirn, Hallauer u. A.) und man weiss, wie sehr das Warmhalten der Wände (Dampfmantel) den Dampfverbrauch im günstigen Sinne beeinflusst. Das Umgekehrte wird bei den Gaskraftmaschinen bezweckt; da aber hier der Cylinderinhalt zum grössten Theil aus permanenten Gasen

besteht, werden auch die Kühlungsvorgänge anderer Art als bei Dampfmaschinen sein.

In der That ist denn auch die Anwendung der Witz'schen Versuchsergebnisse auf Gasmaschinen sehr kräftig bestritten worden. Der Hauptgegner Witz's ist Slaby gewesen, welcher zu dem Zwecke viele Versuchsreihen ausführte. Ehe wir aber die diesbezüglichen Slaby'schen Versuche besprechen, wollen wir anführen, was an sonstigen Unterlagen s. Z. vorlag. Witz selbst stützt sich auf eine Versuchsreihe von Frese und Schöttler (Die Gasmaschine S. 49); die folgende Tabelle giebt die nöthigen Zahlen.

Nr.	Bezeichnung der Maschine	Tag	Dauer des Versuchs	Länge des Hebelarms	Belastung	Anzahl der Umdrehungen n der Min.	Anzahl der ausgebliebenen Explosionen in d. Min.	Bremsleistung e	Gasverbrauch in l stündlich	Gasverbrauch in l für h u. e	Gasverbrauch in l für h u. e nach Abzug des Leerganges
			Min.	m	kg						
6	4	23/7 81	17	1,462	13,05	144,2	0	3,84	4182	1089	768
7	4	„	20,5	„	9,05	155,8	17,6	2,88	3541	1229	802
8	4	„	20,5	„	5,05	157,4	34,9	1,62	2956	1825	1065
9	4	„	23,5	„	1,05	157,9	48,1	0,34	1813	5333	1715
10	4	„	20	„	0	159,7	58,0	0	1230	—	—
11	4	10/12 81	20	0,840	23,15	182,4	0	4,95	4725	955	694
12	4	„	20	„	„	160,0	3,0	4,34	4455	1026	—
13	4	„	25	„	„	159,5	1,7	4,33	4212	973	703
14	4	„	45	„	21,65	157,0	4,0	3,99	4112	1031	737
15	4	„	20	„	15,15	160,7	21,2	2,86	3285	1148	739
16	4	„	20	„	0	161,6	60,2	0	1170	—	—

Zu dieser Tabelle bemerkt Schöttler, dass diese Versuche zeigen, wie schön die Regulierung arbeitet; der Gasverbrauch für die Stunde und Pferdestärke nach Abzug des Leerganges wächst mit abnehmender Leistung nur sehr langsam. Bei den Versuchen 11 und 13—16 wurde die Kühlwassertemperatur auf 65—75° gehalten, bei Versuch 12 auf 32—38°; bei 12 und 13 stimmen alle übrigen Zahlen sehr nahe überein; doch ist im ersteren Falle der Gasverbrauch für h und e um 53 l grösser. Bei 14 wurde das Kühlwasser gemessen; es fand sich ein Verbrauch von 175 l für die Stunde bei einer Temperaturzunahme von 12° auf 71°.

Bei diesen Versuchen, die sämmtlich in Hannover gemacht wurden, lag die Absicht nicht ausgesprochen vor, die Abhängigkeit des Gasverbrauchs von Umdrehungszahl und Manteltemperatur festzustellen. Ordnet man die Versuche nach der Bremsleistung, so verlaufen aber die Verbrauchswerte auch nicht regelmässig. Sicher ist, dass bei Versuch 12 der Verbrauch um 5,5 % grösser war als bei 13, d. h. aber der Verbrauch für die Stunde und Bremspferdestärke. Da Witz bei seinen Arbeiten die Werthe auf die aus dem Diagramm ermittelte Arbeit bezieht, so können

Schöttler's Versuche auch nur in beschränktem Maasse zur Beurtheilung der Witz'schen Ergebnisse dienen, um so mehr, als der Inhalt der Diagramme in der Tabelle nicht angegeben ist. Die von Witz ermittelten Schwankungen sind selbst nicht beträchtlich, und man wird deshalb Versuche, die nicht äusserst gewissenhaft in dieser Absicht angestellt worden sind, sondern andern Zwecken gedient haben, kaum zur Entscheidung heranziehen können.

Besser verwerthbar scheint eine Versuchsreihe, die Körting (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1886 S. 737) anführt und welche Frese ausführte. Die angestellten Versuche sollten u. A. zur Beantwortung der Frage dienen, welchen Einfluss eine verschiedene Kolbengeschwindigkeit auf die Verbrennung äussere. Zu dem Zwecke lief eine 4 e Körting'sche Maschine mit

	180	160	128	118	Umdrehungen
bei	42°	42°	41,5°	41°	

Kühlwassertemperatur. Diagramme sind dem Aufsatze beigegeben. Körting kommt zu dem Schlusse:

„Vergleicht man diese Diagramme mit einander, so findet man, dass die Zeit vom Augenblicke der Zündung bis zur höchsten Druckentwickelung bei jeder Umdrehungszahl annähernd die gleiche ist (je rascher die Maschine läuft, um so schräger ist die Drucklinie). Der höchste Druck ist bei raschlaufender Maschine etwas geringer, weil der Kolbenweg bis zum Augenblicke der höchsten Druckentwickelung natürlich schon ein der Geschwindigkeit entsprechend grösserer ist, die Gase sich also schon etwas ausgedehnt haben. Es ist hiermit erwiesen, dass die Kolbengeschwindigkeit innerhalb praktischer Grenzen auf die Verbrennung in meiner Maschine einen Einfluss nicht hat, wenigstens keinen merkbaren. Dass die Abkühlung bei langsam gehender Maschine auf die Kraftleistung einen sehr unheilvollen Einfluss hat, sieht man deutlich an der weit stärker abfallenden Expansionskurve des bei der geringen Umdrehungszahl 118 genommenen Diagramms."

Da mir nun der stärkere Abfall der Ausdehnungskurve kein sicheres Anzeichen schien, und die Entscheidung der Frage nicht bloss nach dem Augenschein, sondern an der Hand von Zahlen zu erfolgen hat, planimetrirte ich die beigegebenen Diagramme, für welche irgend welcher Maassstab nicht beigeschrieben ist und welche verschiedene Längen der Grundlinie zeigen. Unter Voraussetzung eines gleichen Federmaassstabes für alle vier Diagramme ist die Grösse derselben, das für 180 Umdrehungen = 1 gesetzt

1,000 1,058 1,055 1,009

Da die Kühlwassertemperatur bei allen vier Versuchen fast genau die gleiche war, so kann ich dieses Ergebniss nicht als eine Bestätigung der Witz-Körting'schen Behauptung, dass die indicirte Leistung für das Spiel mit der Umdrehungszahl wachse, ansehen; die Zahlen zeigen wohl Schwankungen, aber kein Gesetz.

Auf die Arbeiten von E. Körting (Zum Diagramm der Gasmaschine ;eitschr. d. Ver. d. Ing. 1888 S. 261) und von Ebbs (Die Verbren- ung in der Gasmaschine (ebenda 1889 S. 237) sei hier lediglich hinge- viesen.

Wenden wir uns nun zu den eingehenderen Versuchen Slaby's Zeitschr. d. V. d. Ing. 1886 S. 325 und 690).

Zweifellos sind nur die an der ausgeführten Maschine und in hrem Beharrungszustande angestellten Versuche geeignet, zur Er- lärung ihrer Arbeitsweise, zur Ermittlung der ihr innewohnenden Gesetze u dienen. Ein Blick auf die von Witz mitgetheilten Spannungskurven ehrt auch schon, dass man es nicht mit den Expansionskurven einer ;asmaschine zu thun hat. Die Exponenten seiner Kurven giebt Vitz selbst zu 0,16 bis 0,8 an, während die Exponenten der normalen pannungskurven der Gasmaschinen unter den Werth 1,3 niemals herunter- ehen; meistens liegen sie darüber. Die Gesetze der Expansion, die Vitz in so ausgezeichneter Weise studirt hat, sind also andere, als die- enigen der Gasmaschine; ein Vergleich zwischen beiden ist leider nicht nöglich.

Zur Klarstellung dieses Unterschiedes hat Slaby Versuchsreihen an inem wirklichen Gasmotor durchgeführt und den Einfluss der Wandungen uf den thatsächlichen Arbeitsgang studirt. Nach Witz müsste eine ;asmaschine desto besser arbeiten, d. h. für Stunde und ind. Pfst. desto veniger Gas verbrauchen, je schneller sie läuft und je heisser die ;ylinderwandungen gehalten werden. Zur Prüfung dieses Satzes auf seine lichtigkeit hat Slaby einen Gasmotor unter extremen Bedingungen laufen issen und zwar:

A) mit geringer Geschwindigkeit und niedriger Kühlwassertemperatur,
B) mit grosser Geschwindigkeit und niedriger Kühlwassertemperatur,
C) mit geringer Geschwindigkeit und hoher Kühlwassertemperatur,
D) mit grosser Geschwindigkeit und hoher Kühlwassertemperatur.

Vor jedem Versuche lief der Motor längere Zeit unter den gestellten edingungen, bis man sich überzeugt hatte, dass völliger Beharrungszu- and eingetreten war. Während des Versuches wurde gemessen:

1. der Gasverbrauch,
2. der Gasdruck,
3. der Luftverbrauch,
4. der Luftdruck,
5. die Kühlwassertemperatur,
6. die Anzahl sämmtlicher Umdrehungen,
7. die indicirte Arbeit.

Die Dauer jedes Versuches betrug anfänglich 1 Stunde, später ½ Stunde, in einigen Fällen ¼ Stunde, nachdem festgestellt war, dass

die Messungen auch für kürzere Zeit mit hinreichender Genauigkeit ausgeführt werden konnten.

Die nachfolgende Tabelle enthält eine Zusammenstellung der wichtigsten Ergebnisse von 12 Versuchsreihen.

	Nummer des Versuches	Dauer des Versuches Min.	Luftverbrauch cbm	Luftdruck mm Wassers	Gasverbrauch cbm	Gasdruck mm Wassers	Verhältniss von Luft zu Gas	Gesammt-Umdrehungszahl	Zahl der Umdrehungen in 1 Min.	Temperatur des Wassermantels °C	Indicirte Arbeit Pfst.	Gasverbrauch für die Stunde und ind. Pfst.	
A	1	30	8,760	0	1,215	23	7,21	2647	88,2	9	2.83	0,859	
	2	30	8,730	0	1,330	25	6,56	2710	90.3	10	3,21	0,829	0,[illegible]
	3	30	8,125	0	1.266	25	6,42	2504	83.5	10	2,88	0,880	
B	4	60	27.350	0	3,687	11	7,42	10364	172,7	10	4,50	0,819	
	5	30	13,690	0	2,141	23	6,39	5661	188,7	12	4,95	0.865	0,[illegible]
	6	30	13.300	0	2,137	21	6,22	5274	175,8	12	4,93	0,867	
C	7	30	7.985	0	1,181	24	6,76	2713	90,4	80	2,58	0,916	
	8	15	3.395	0	0.536	23	6,33	1140	76	80	2,27	0,945	0,[illegible]
	9	30	7,990	0	1,304	27	6,13	2835	94,5	95	2,90	0,899	
D	10	30	12.890	0	1.965	20	6,56	5997	200	86	4.40	0,893	
	11	15	6,390	0	1,044	24	6,12	3079	205,3	87	4,57	0.914	0,[illegible]
	12	30	12,780	0	2.034	23	6,28	5517	183.9	90	4,68	0,869	

Die bemerkenswertheste Spalte ist die letzte: sie enthält den ermittelten Gasverbrauch für die Stunde und ind. Pfst., gestattet also ohne weiteres eine Prüfung des Witz'schen Satzes. Wäre derselbe richtig, so müssten die Gasmengen für die Stunde und ind. Pfst. in den Versuchsreihen A und B, bezw. C und D erheblich von einander abweichen, denn bei A und C hat man Umdrehungszahlen von 76 bis 94, bei B und D solche von 172 bis 205, also mehr als doppelt so grosse. Statt dessen finden sich so geringfügige Abweichungen, dass man in Anbetracht der unvermeidlichen Schwankungen in der Güte des Gases, weil die Versuche an verschiedenen Tagen ausgeführt wurden, von fast völliger Gleichheit reden könnte.

Betrachten wir aber die Versuchsergebnisse etwas genauer und halten wir sie mit denen zusammen, welche Witz gefunden hat, wobei aus naheliegenden Gründen nur diejenigen herangezogen werden, bei denen Witz Leuchtgas verwendet.

In seiner Abhandlung theilt Schöttler die bemerkenswerthesten hierher gehörigen Tabellen mit. Bei Mischungen von 1 Volumen Leuchtgas mit 6,33 Volumen Luft findet Witz bei einer mittleren Geschwindigkeit von 1,7 m den Wirkungsgrad, d. i. das Verhältniss zwischen der aus den Diagrammen berechneten Arbeit zum Arbeitsäquivalent der durch die Verbrennung erzeugten Wärme zu 0,026; bei einer mittleren Geschwindigkeit von 2,9 wird dagegen das Verhältniss 0,080. Während sich die Geschwindigkeiten also wie 1 : 1,7 verhalten, [illegible]

grade ein Verhältniss von 1 : 2,3. Danach müsste der Gasverbrauch für die ind. Stunden-Pfst. bei halb so grosser Geschwindigkeit fast auf das Dreifache steigen.

Was ergeben nun die Versuche an der wirklichen Gasmaschine? Bei Umdr.-Zahlen von ca. 90 (Versuchsreihe A) findet sich der Gasverbrauch zu 0,859, 0,829 und 0,880, im Mittel 0,856 cbm, bei Umdr.-Zahlen von ca. 180 (Versuchsreihe B), d. h. bei verdoppelter Geschwindigkeit, ergeben sich die Zahlen 0,819, 0,865, 0,867, im Mittel 0,850 cbm, also fast genau dasselbe. Aehnliches zeigen die Versuchsreihen C und D bei hoher Temperatur des Kühlmantels, nämlich bei 90 Umdr. 0,920 cbm, bei 183 bis 200 Umdr. 0,892 cbm. Wenn Schöttler das Ergebniss der Witz'schen Versuche in die Worte zusammenfasst:

> „Er fand stets, dass die im Diagramm angezeigte Arbeit um so grösser war, je grösser man die Kolbengeschwindigkeit wählte",

so darf man mit Slaby ebenso bestimmt aussagen:

> „Dieser Satz findet auf ausgeführte Gasmaschinen keine Anwendung."

Nach Witz müsste weiter auch die Temperatur der Wandungen von erheblichem Einflusse sein. Die Versuchsreihen A und B sind bei den niedrigsten zu erreichenden Temperaturen, bei 9 bis 12° C., die Versuchsreihen C und D bei den Temperaturen 80 bis 95° C. ausgeführt; im ersteren Falle finden sich für den Gasverbrauch im Mittel 0,856 und 0,850 cbm, im letzteren Falle 0,920 und 0,892 cbm. Das beweist auch hier zum mindesten die Unanwendbarkeit des Witz'schen Satzes. Slaby folgert hieraus, dass durch diese Versuche die von Witz gefundenen Gesetze in ihrer Anwendung auf Gasmotoren als widerlegt zu erachten seien.

Die ausführlichen Versuchsreihen von Brooks und Steward ergeben gleichfalls, dass das Witz'sche Gesetz für Gaskraftmaschinen nicht verwendbar ist. Die indicirte Leistung müsste steigen oder der Gasverbrauch für h und ind. Pfst. müsste fallen, wenn das Kühlwasser wärmer wird und die Umdrehungszahl wächst; deshalb ordnet Slaby die oben (S. 331) angeführten Versuche nach dem Produkt beider Grössen:

Versuchsnummer	Umdrehungszahl in der Min.	Temperatur des Wassermantels	Produkt aus Umdrehungszahl und Temperatur des Wassers	Gasverbrauch für h u. e ind.
11	155	48	7440	0,680
20	160	48,1	7696	0,703
16	158	49	7742	0,694
19	150	53	7950	0,677
10	140	59,7	8358	0,735
15	160	57	9120	0,685
13	153	76	11628	0,668
—	153	80	12240	0,725
	147	88,2	12965	0,700
	164	80	13120	0,665
	149	89,4	13320	0,697

Abstellung des Regulators wurde der konisch ablaufende Hebedaumen für das Gasventil so festgestellt, dass bei dem entsprechenden Gasdrucke das Volumenverhältniss von Luft zu Gas etwa 6 wurde. Wenn man dieses Verhältniss anwendet, so kann man nach den eingehenden Untersuchungen Witz's vollkommen sicher sein, dass das Gas vollständig verbrennt. Man erspart also in diesem Falle die sonst unumgängliche Untersuchung der Verbrennungsprodukte auf unverbrannte Gase. Der Motor trieb während der ganzen Versuchsdauer eine Compound-Dynamomaschine von Schuckert, deren Strom in einem unveränderten Widerstand aus Drahtsieben verzehrt wurde, ohne dass sich die Temperatur desselben nennenswerth änderte. Der Tourenzähler wurde mit dem Schieber verbunden, zeigte also die Zahl der Explosionen, von denen keine ausblieb. Die Temperatur des Kühlwassers wurde durch ein in das Ablaufrohr eingelassenes Thermometer, die Temperatur der Verbrennungsrückstände durch ein Pyrometer von Steinle & Hartung gemessen, welches in das mit Leroy'scher Masse dick bekleidete Abgasrohr unmittelbar hinter dem Auspuffventil eingelassen war.

Bei dem ersten Versuche war der Beharrungszustand für die Temperatur der Abgase nicht ganz erreicht; da diese Beharrungstemperatur aber erst nach mehrstündigem Betrieb eintritt, musste von ihrer Herstellung im vorliegenden Fall Abstand genommen werden, um die Beendigung der Versuche an demselben Tage zu ermöglichen. Für die weiter folgenden Rechnungen ist der Mittelwerth aus den abgelesenen Temperaturen benutzt worden. Für die Versuche B bis D war dagegen der Beharrungszustand völlig erreicht.

Die Diagramme, von denen je ein Blatt aus jedem Versuch in der Quelle abgebildet ist, zeigen die Grenzzüge von je 50 hinter einander aufgenommenen Diagrammen. Der leer gelassene Raum zwischen den Explosions- und Expansionslinien ist auf den wirklichen Blättern mit ganz gleichmässiger Schattirung ausgefüllt; die Mittelzüge sind hinein punktirt. Die Mittelspannung wird gefunden durch Planimetrirung der beiden Grenzzüge und des Mittelzuges mit einem Präcisionsplanimeter von Coradi unter Vermeidung von Fehlern über 1 pro Mille; das arithmetische Mittel aus den ersten beiden muss mit dem letzteren übereinstimmen. Dieses Verfahren ist zuverlässiger als das sonst angewandte, bei welchem etwa jede Minute ein Diagramm entnommen und aus allen Flächenbestimmungen das Mittel gezogen wird. Das abgeänderte Verfahren liefert so den wahren Mittelwerth aus 200 Diagrammen. Der Unterschied zwischen den Diagrammen selbst rührt wohl davon her, dass die Gasfüllung, welche für jede Explosion angesaugt wird, nicht ganz konstant ist; das Oel in den Oeffnungen des Schiebers nimmt bald eine dickere bald eine dünnere Schicht ein und verändert dadurch in geringer Weise den Querschnitt derselben.

und F wurden ebenso wie die Versuche G und H unmittelbar hinter einander ausgeführt. Während die Versuchsreihe EF genau so vorgenommen wurde wie die Versuchsreihe A bis D, wurde bei G und H ein anderes Verfahren beobachtet. Mit einem Chronometer, der Fünftelsekunden zu messen gestattet, wurde die Zeit bestimmt, welche dem Verbrauche von 100 l Gas entsprach; während derselben wurden sämmtliche Diagramme auf einem Blatte aufgenommen und von zwei Beobachtern gezählt. Die Versuche E und F ergaben bei einem Ansteigen der Kühlwassertemperatur von 17° auf 92° einen Abfall der nutzbaren Mittelspannung für je 1 l Gasfüllung von 4,187 kg auf 3,911 kg, d. i. um 6,6 %, die Versuche G und H bei einer Temperaturänderung von 17,5° auf 100° einen Abfall der Werthziffer von 4,263 auf 3,980, d. i. um ebenfalls 6,6 %. Trotz der Steigerung der Geschwindigkeit um mehr als das Doppelte hat sich also unter sonst gleichartigen Bedingungen das Verhältniss nicht geändert: die Erhöhung der Temperatur der Wandungen um etwa 80° C. zieht den Wirkungsgrad des Kreisprocesses um 6 bis 7 % herunter. Das Witz'sche Gesetz entspricht also nicht nur nicht den thatsächlichen Verhältnissen, sondern ist geradezu unrichtig und geeignet, die Technik, soweit sie auf Verbesserung des Kreisprocesses der Gasmotoren ausgeht, vollkommen irrezuführen.

Der Einwand, dass die Indikatordiagramme, aus welchem das obige Gesetz abgeleitet ist, unzuverlässig seien, weil sie mit steigender Geschwindigkeit geringere als die thatsächlichen Werthe anzeigen, trifft auf die vorstehenden Versuchsreihen nicht zu, da die mit einander verglichenen annähernd gleiche Geschwindigkeiten zeigen.

Eine einfache Ueberlegung wärmetheoretischer Natur legt übrigens die Unhaltbarkeit der Witz'schen Anschauung auch ohne Versuche vollkommen klar.

Der Wirkungsgrad eines Kreisprocesses ist bekanntlich dem Verhältnisse $\frac{T_1 - T_2}{T_1}$, worin T_1 und T_2 die höchste bezw. die niedrigste vorkommende Temperatur bezeichnen, direkt proportional.

Arbeitet nun ein Gasmotor einmal mit der unteren Temperatur $T_2 + t$, ein anderes Mal mit T_2, so ist, wenn man die sicherlich zulässige Annahme macht, dass die höchste Temperatur T_1 sich nicht wesentlich ändert, das Verhältniss der in Frage kommenden Wirkungsgrade:

$$\frac{\eta'}{\eta''} = \frac{T_1 - (T_2 + t)}{T_1 - T_2} = 1 - \frac{t}{T_1 - T_2}.$$

Ueber die Temperaturdifferenz $T_1 - T_2$, welche in dem Otto'schen Gasmotor infolge der Explosion eintritt, liegen zwei auf kalorimetrische Untersuchungen gegründete Angaben vor. Slaby hat für diese Grösse

den Werth 1205 ermittelt[1]), während Brooks und Steward 1408 gefunden haben. Wenn man beachtet, dass Brooks und Steward mit einem Gase arbeiteten, welches auf 1 cbm 5495 c Heizwerth lieferte, während das hier benutzte Gas nur einen Heizwerth von 4875 c für 1 cbm besass, so wird man zugeben müssen, dass diese Werthe gut mit einander übereinstimmen. Nimmt man das Temperaturintervall als Mittel aus obigen Zahlen zu 1300 an, so wird

$$\frac{\eta'}{\eta''} = 1 - \frac{t}{1300}.$$

Nun betrug der Unterschied in den Temperaturen des Kühlwassers bei den verschiedenen Versuchen etwa 80°, also wird

$$\frac{\eta'}{\eta''} = 1 - \frac{8}{130} \text{ und } \eta' = \frac{122}{230}\eta'',$$

$$\text{d. i. } \eta' = 0{,}938\,\eta''.$$

Die Erwärmung der Wandungen um 80° muss also einen Verlust des Wirkungsgrades um 6 bis 7 % nothwendigerweise zur Folge haben.

Für den Abfall der Werthziffer des Versuches D gegenüber A ergiebt sich jetzt gleichfalls die Erklärung: Die Temperatur der Abgase war nicht völlig wieder auf den Anfangswerth zurückgegangen!

Slaby hat ebenso wie Witz bei den Versuchen A bis D bezw. E und F eine Vermehrung der effektiven Leistung mit der zunehmenden Temperatur des Kühlwassers beobachtet. Die eingeschaltete Compound-Dynamomaschine leistete z. B. bei dem Versuch A (Kühlwassertemperatur 16°) im äusseren Stromkreis eine elektrische Arbeit von 954 Volt-Ampère oder 1,296 Pfst., bei B (Kühlwassertemperatur 60°) 1045 Volt-Ampère oder 1,420 Pfst. (9,5 % mehr), bei C (Kühlwassertemperatur 100°) 972 Volt-Ampère oder 1,320 Pfst. (1,9 % mehr).

Bei näherer Ueberlegung ergiebt sich hierfür eine einfache Erklärung: Es ist die Kolbenreibung, welche diesen verhängnissvollen Einfluss ausübt. Der Otto'sche Motor ist bestimmt, mit einer normalen Kühlwassertemperatur von etwa 60° zu laufen, der Kolben also derartig eingeschliffen, dass er bei dieser Temperatur noch dicht hält, ohne übermässige Reibung zu verursachen. Eine Abkühlung um etwa 45° muss selbstverständlich den inneren Cylinderdurchmesser beträchtlich verringern und damit die Reibung bedeutend erhöhen.

Man sieht, dass wir es hier mit einer Sache der konstruktiven Ausführung zu thun haben, welche mit dem Kreisprocesse der Maschine ganz und gar nichts zu schaffen hat, und wir erkennen, wie berechtigt die Warnung ist, den thermischen Wirkungsgrad nicht in Beziehung zur effektiven Arbeit zu setzen.

---

1) Journal für Gasbeleuchtung 1883 (S. o. S. 330. $T_1 - T_0 = 1205$).

er Einfluss der Geschwindigkeit. Auch inbezug auf die eitfrage hält Slaby seine frühere Behauptung aufrecht. Witz Gesetz aufgestellt: Die Gasmaschine arbeitet desto besser, je sie läuft. Slaby's weiteres Versuchsmaterial bestätigt seine ge Ansicht vollkommen.

z hat übersehen, dass die Steigerung der Geschwindigkeit bei rnden Betrieb eines Gasmotors Erscheinungen im Gefolge hat, n günstigen Einfluss der Geschwindigkeit nicht nur vollkommen sondern sogar überflügeln können. Diese Einflüsse sind im en gekennzeichnet durch die Steigerung der Temperatur der ngsprodukte und durch die Zunahme der negativen Arbeit. Dass den Wirkungsgrad herabzieht, wurde bereits erwähnt. Das n der negativen Arbeit lässt sich leicht durch den Versuch unter g schwacher Indikatorfedern nachweisen. Es ergab sich, dass pannung, welche der negativen Arbeit entspricht, von 0,070 kg/qcm ndr. auf 0,271 kg/qcm bei 200 Umdr., also fast auf den vier- trag, anwächst. Die Temperatur der Verbrennungsprodukte steigt um 200°, stelbstverständlich nach vollständiger Erreichung des szustandes, wozu unter Umständen mehrstündiger Betrieb er- ist.

nde Tabelle giebt die Resultate zweier Versuchsreihen, deren r an einem und demselben Tage beendet wurde.

	I	K	L	M
ersuches	12./7. 86	12./7. 86	23./7. 86	23./7. 86
linuten	10	10	80	40
ch, cbm	0,484	0,6065	5,959	1,891
uch, cbm	2,892	3,695	35,180	11,208
rhältniss von Luft zu Gas .	5,98	6,09	5,90	5,92
Explosionen	513	759	7649	1840
szahl in 1 Minute	102,6	151,8	191,2	92
ne Füllung, Liter	0,943	0,799	0,779	1,0277
r des Kühlwassers, °C. . .	16	17,5	17,5	16
r der Abgase, °C.	472	565	604	470
nung aus EBCDE, kg . .	3,891	3.353	3,321	4,156
nung aus ABFA, kg . . .	0,090	0,181	0,242	0,070
littelspannung f. eine Füllung	3.801	3,172	3,079	4,086
littelspannung f. 1 l Gasfüllung	4,031	3,970	3,952	3,976

jedem Versuch war der Motor stundenlang unter den gestellten gen in Betrieb; die Messung wurde erst ausgeführt, als die Tem- er Abgase konstant blieb.

Versuchsreihe IK zeigt einen Abfall der Werthziffer von 4,031 0 bei einer Steigerung der Geschwindigkeit von 102,6 auf ndr., die Versuchsreihe LM ein Steigen der Werthziffer von

3,952 auf 3,976 bei einer Abnahme der Geschwindigkeit von 191,2 auf 92 Umdr.

Diese Versuche sind so mustergültig angestellt und durchgearbeitet, dass man damit die Witz'schen Behauptungen für widerlegt erachten kann; sie sind hier vollständig angeführt worden, weil sie zugleich die Basis der weiteren Untersuchungen Slaby's bilden.

Slaby hat weiterhin jahrelange Studien und Versuche an seinem Gasmotor gemacht, welche zu den gründlichsten und mühevollsten Arbeiten zählen, welche wir kennen. Die Veröffentlichung dieser Versuche erfolgte vom Jahr 1890 ab in den Verh. d. Ver. z. Bef. d. Gewerbfl. i. Preussen unter dem Titel „Kalorimetrische Untersuchungen über den Kreisprocess der Gasmaschine". Ich gebe hier nur einen Auszug unter Anführung der Schlussfolgerungen bezüglich der verschiedenen Einzelfragen.

Aus dem ersten Abschnitt, welcher sich auf den Heizwerth des Leuchtgases bezieht, haben wir oben S. 177 schon das Wesentliche kennen gelernt.

Der zweite Abschnitt betrifft die Verbrennungsprodukte, von denen oben gleichfalls schon flüchtig die Rede war.

Der dritte Abschnitt handelt von den Versuchseinrichtungen und den Messmethoden. Die 8 pf. Maschine war zweicylindrig und hatte pro Cylinder (172,5 mm Durchmesser und 340 mm Hub) zufolge Messungen durch Wasser 7,91 l Saugvolumen und 4,82 l Kompressionsraum. Die verbrauchten Gas- bezw. Luftmengen wurden je durch eine Elster'sche Gaskontrolluhr gemessen.

Im vierten Abschnitt studirt Slaby die Kolbenreibung, deren Messung sich sehr bald als nöthig erwies. Zu dem Zwecke wurde der eine (der Versuchs-) Cylinder vollkommen dicht abgeschlossen und durch den

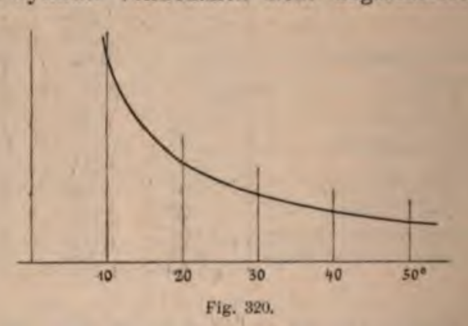


Fig. 320.

anderen betrieben. Ein Einfluss der Kolbengeschwindigkeit liess sich nicht konstatiren, wohl aber derjenige der Wandungstemperatur, welche als das Mittel zwischen den Temperaturen des zu- bezw. abfliessenden Kühlwassers genommen wurde. Die Ergebnisse sind in Fig. 320 dargestellt. Die Ordinaten bezeichnen den Kolbenreibungsverlust in Procen[illegible]

ten Arbeit (etwa 4,5 Pfst.), bezogen auf die Wandungstemperatur t_m. an erkennt aus dem Diagramm den grossen Einfluss der Kolbenreibung. i $t_m = 10^0$ werden mehr als ein Viertel der indicirten Leistung vom lben aufgezehrt, bei $t_m = 40^0$ (den üblichen Verhältnissen entsprechend) 5 %; bei $t_m = 3^0$ würde die ganze indicirte Arbeit für die Kolbenbung aufzuwenden sein!

Die Versuche über den Einfluss der Kolbengeschwindigkeit bilden n Gegenstand des fünften Abschnitts. Hierbei stellte sich heraus, dass t der Steigerung der Geschwindigkeit beim Dauerbetrieb Erscheinungen and in Hand gehen, welche einen günstigen Einfluss vermehrter Gewindigkeit nicht nur aufheben, sondern sogar überwiegen. Diese behen im Ansteigen der Temperatur der Abgase und der Vergrösserung r negativen Arbeit bei der Auspuff- und Füllungsperiode. Die der gativen Arbeit entsprechende Mittelspannung stieg z. B. von 0,07 kg/qcm i $n = 92$ auf 0,242 kg/qcm bei $n = 191$; die Temperatur der Abgase ahm dabei um mehr als 150^0 zu. Diese Thatsachen stehen also im 'iderspruch mit Witz's Behauptungen. Um die verwickelten Erscheingen aufzuklären, untersuchte Slaby die einzelnen Theile des Arbeitsrocesses der Gasmaschine unter diesem Gesichtspunkt.

Zunächst wird im folgenden Abschnitt die Füllungsperiode studirt. us einer einfachen Rechnung ergiebt sich das auf 0^0 und 760 mm reucirte Füllungsvolumen (Gas + Luft) v_0 allgemein zu (m und n sind onstante Grössen)

$$v_0 = m \frac{p_0}{T_0} - n \frac{p_a}{T_a} \qquad 377)$$

obei $p_0 T_0$ dem Ende der Füllungsperiode, $p_a T_a$ dem Zustande der Abse beim Abschluss des Austritts entsprechen. Es war mithin erforderh, die Abhängigkeit dieser vier Grössen von der Kolbengeschwindigkeit stzustellen.

Die Ansaugelinie liegt stets fast parallel zur Atmosphärenlinie und was unter ihr. Aus einer grossen Zahl von Beobachtungen ergab sich, ss die Ansaugespannung p_0 nur von der Tourenzahl u abhängt und ar nach folgender Gleichung in kg/qcm

$$p_0 = b + 0,094 - 0,00124\, u \qquad 378)$$

orin b den Barometerstand bedeutet. Die angegebenen Werthe der oefficienten gelten selbstverständlich nur für den von Slaby unterchten Motor.

Auch für die Auspuffspannung p_a fand sich diese Abhängigkeit von r Tourenzahl nach der Beziehung

$$p_a = b - 0,0746 + 0,00203\, u \qquad 379)$$

Die Temperatur der abziehenden Verbrennungsprodukte wurde mittelst Eisenkugel etwa 26 g Gewicht kalorimetrisch bestimmt. Im

Moment der Eröffnung des Auspuffventils ist die Temperatur zweifellos höher als sie sich auf diese Weise ergiebt, doch tritt der Temperaturabfall sehr rasch ein und die Eisenkugel wird hinreichend genau die Temperatur, welche während des Auspuffhubes herrscht, anzeigen. Die Temperatur T_a der im Kompressionsraum der Maschine verbleibenden Gase wird nun mit der gemessenen Temperatur in enger Beziehung stehen; die einzige Annahme, welche Slaby bei dieser ganzen Untersuchung macht, ist die, dass diese zwei Temperaturen einander gleich seien.

Der Werth T_a ergab sich gleichfalls abhängig von der Tourenzahl, aber nur angenähert linear abhängig; dagegen hatten die Grösse der Auspuffspannung, sowie die Wandungstemperatur gleichfalls grossen Einfluss auf die Grösse von T_a. Da das reducirte Füllungsvolumen $v_0 = l_0 + g_0$ wie auch T_a aus den Versuchen bekannt sind, lässt sich nach Gl. 377 die mittlere Temperatur T_0 der ganzen Ladung am Ende der Saugperiode berechnen. Trägt man dann diese Werthe graphisch auf, so erkennt man eine lineare Abhängigkeit von der Tourenzahl. Slaby führte zwei grosse Versuchsreihen durch, Reihe A im April 1888, Reihe B im Juli 1889. Bei beiden Reihen wichen die den Werth T_a beeinflussenden Grössen der Auspuffspannung und der Wandtemperatur von einander ab, so dass sich auch für T_0 etwas verschiedene Linien ergaben. Es wächst übrigens T_0 nur langsam mit u; bei Verdopplung der Tourenzahl von 90 auf 180 nahm T_0 von 377 auf 407 zu.

Aus diesen Untersuchungen ergab sich

$$\frac{p_0}{T_0} = 31,0 - 0,05\,u \qquad 380)$$

und ferner für eine mittlere Wandtemperatur von 19° C., ein volumetrisches Mischungsverhältniss von 6,2 Luft : 1 Gas und eine Anordnung der Auspuffleitung, welche die Ansammlung von Kondensationswasser verhindert

$$\frac{p_a}{T_a} = 18,2 - 0,009\,u \qquad 381)$$

Mit diesen Werthen berechnete sich dann für das Füllungsvolumen der Ausdruck

$$v_0 = 8,11 - 0,0157\,u \qquad 382)$$

Weiter lieferten die Beobachtungen für das Gewicht der in der Maschine verbleibenden Auspuffgase G_r, für das Gesammtgewicht G der arbeitenden Gase und für die Differenz $G - G_r$, d. h. für das Gewicht der angesaugten Ladung $G_e + G_g$ die Werthe

$$G_r = 2,94 - 0,002\,u \qquad 383)$$

$$G = 12,77 - 0,0223\,u \qquad 384)$$

$$G_e + G_g = 9,83 - 0,0203\,u \qquad 385)$$

Mit Hilfe dieser Grössen und der bezüglichen Temperaturen lässt sich alsdann auch ermitteln, welche Wärmemenge während der Füllungsperiode in das Kühlwasser überführt wurde; hierfür ergab sich

$$Q_1''' = 0{,}00082\ u - 0{,}052 \qquad 386)$$

In Fig. 321 sind die Kurven eingetragen, nach welchen sich die

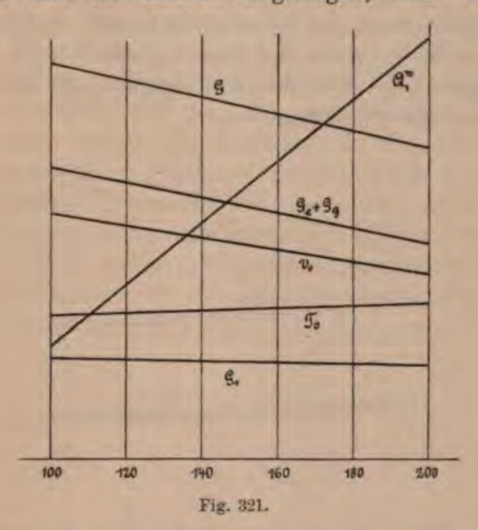


Fig. 321.

vorgenannten Grössen bei der Versuchsmaschine änderten; es betrug dabei das Mischungsverhältniss $\alpha = 6{,}2$, $t_m = 19$ und $b = 1{,}033$.

Der folgende lange Abschnitt ist der Aichung der benutzten Indikatoren gewidmet. Wir übergehen denselben und gelangen im achten Abschnitt zu den Studien über die Kompressionsperiode. Die Endspannung p_c der Kompression zeigte, übereinstimmend bei beiden Versuchsreihen, eine Abhängigkeit von der Tourenzahl u nach der Gleichung

$$p_c = b + 2{,}913 - 0{,}00443\ u \qquad 387)$$

Unter der Annahme, dass die Kompression polytropisch nach $p v^n = \text{Const.}$ erfolge, lässt sich berechnen, inwieweit etwa auch n von u abhängt; es fand sich aber n nahezu konstant und zwar $= 1{,}289$. Um die Zulässigkeit dieser Annahme zu prüfen, ermittelt Slaby noch die Spannungen bei Hubmitte und findet hierdurch, dass man die Kompression thatsächlich als polytropische Zustandsänderung betrachten kann. Durch Vergleich mit der Adiabate lässt sich dann erkennen, ob Wärme zu- oder abgeführt wurde. Unter Berücksichtigung der Veränderlichkeit der specifischen Wärmen findet Slaby den Exponenten der Adiabate zu $\varkappa = 1{,}356$, also $> n$, d. h. es findet während der Kompression ein Wärmeübergang an die Wandung statt.

Die Kompressionsarbeit L_c dient zur Vermehrung der inneren Arbeit

der Gasmasse und zur Bestreitung der Wärmeabgabe an die Wand. Mit Hilfe der Versuchsdaten lässt sich also letzterer Werth Q_2^w berechnen. Slaby fand hierfür

$$Q_2^w = 0{,}066 - 0{,}000057\,u \qquad 388)$$

Da also die Kompression nicht isothermisch, sondern polytropisch erfolgt, steigt hierbei auch die Temperatur von T_0 auf T_c, und zwar um im Mittel 130°; $T_c : T_0$ bleibt fast konstant $= 1{,}32$.

Fig. 322 giebt ein Bild der Abhängigkeit der Werthe p_c. T_c, L_c und Q_2^w von der Umdrehungszahl u.

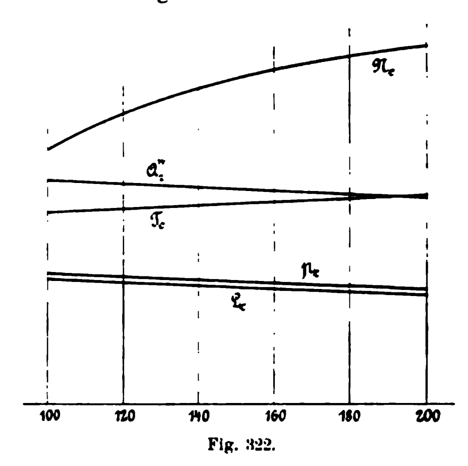


Fig. 322.

Im neunten Abschnitte behandelt Slaby die Zündungsperiode. Die mit den Crosby-Indikatoren entnommenen Diagramme zeigen dicht hinter dem Druckmaximum einen Knick der Linie, in welchem die Expansionskurve beginnt; in diesem Punkte herrscht zugleich die höchste Temperatur, wie sich durch eingezeichnete Isothermen ergab. Diagramme, welche mit einfacher Feder aufgenommen wurden, lassen diesen Knick nicht ohne Weiteres erkennen. Diesem charakteristischen Punkt, welchem die Werthe p_z und T_z entsprechen, misst Slaby eine besondere Bedeutung bei. Zwischen den Ordinaten p_c (Beginn der Zündung) und p_z lässt sich aus dem Diagramm folgender Betrag der Verbrennungswärme nachweisen:

$$Q = G c_v (T_z - T_c) + L \qquad 389)$$

wobei L die zwischen den angegebenen Grenzen geleistete äussere Arbeit bedeutet. Diese Beträge Q waren nun ausnahmslos kleiner als die durch die Verbrennung des Gases freigewordene Wärme. Ist letztere Wärme während dieses Theiles des Kolbenhubes freigeworden, so muss der fehlende Rest an das Kühlwasser abgegeben worden sein. Ist bis zum Punkte z dagegen noch nicht alles Gas verbrannt, so wird der Rest der Wärme unterhalb der maximalen Temperatur zugeführt, es findet somit ein Nach-

en statt. Als dritte Möglichkeit ist die Kombination beider Vor- anzusehen. Sicher ist, dass zu Hubende alles Gas verbrannt ist, e Analyse der Abgase nur Spuren unverbrannter Stoffe ergiebt.

Erwägt man zunächst die erste Möglichkeit, so muss doch sicher Wärmeüberfuhr an das Kühlwasser den Gesetzen der Wärmetrans- n folgen, d. h. die abgeleitete Wärme muss proportional der Be- ngsfläche, der Zeitdauer und der Temperaturdifferenz sein. Verhält- ässig unerheblich sind nun bei Slaby's Versuchen die Unterschiede n Berührungsflächen und den Temperaturdifferenzen, beträchtlich da- sind dieselben betreffs der Zeitdauer. In Fig. 323 sind die fehlen- Wärmemengen Q_3^w in Procenten der gesammten Verbrennungswärme stellt als Funktion von u; die Differenz nimmt deutlich mit wachsen- n ab! Dieser Verlauf spricht somit sehr für die erste der angebenen chkeiten. Behufs weiterer Klarstellung ermittelt Slaby unter sorg- r Berücksichtigung des Ungleichförmigkeitsgrades der Maschine

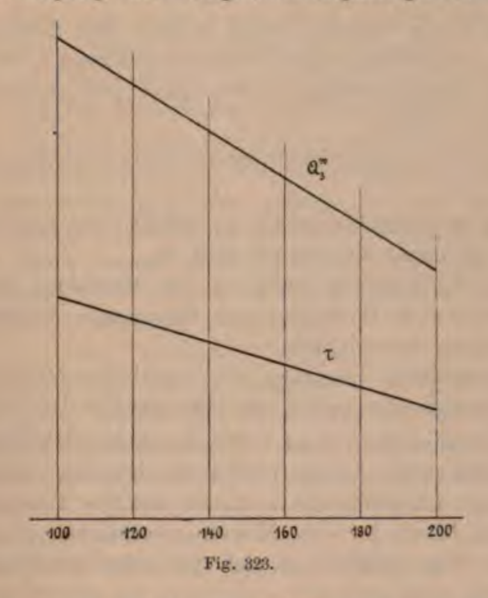


Fig. 323.

ngabel) die Zeit τ, welche dem Kolbenhub bis zum Punkt z ent- t und verzeichnet alsdann ein Diagramm, das jene procentualen enzen als Funktion von τ darstellt: das lineare Ansteigen dieser e macht es dann sehr wahrscheinlich, dass in jenem Knickpunkte Verbrennung vollendet ist und dass die aus dem Diagramm nachweisbare Wärme Q_3^w völlig an das Kühlwasser abgegeben .

Die in der Maschine auftretenden Zündgeschwindigkeiten lassen sich

annähernd nebenbei ermitteln, falls als Gesammtweg die Länge des Schusskanals + Kolbenweg genommen wird. Die Zündzeiten nehmen nach den Versuchen proportional mit wachsendem u ab, die Zündgeschwindigkeiten wachsen direkt mit u, z. B. von 2,6 m bei u = 100 bis 4,5 m bei n = 180. Mallard und Lechatelier fanden für ein ruhendes Gasgemisch gleicher Zusammensetzung 0,83 m; bei lebhafter Bewegung der Mischung nahm die Zündgeschwindigkeit zu.

Die von Slaby gezogenen Folgerungen seien nachstehend unverkürzt wiedergegeben:

„1. Die in der inneren Todlage des Kolbens in den Cylinder eintretende Zündflamme bringt zunächst einen im Zündkanal befindlichen explosibeln Theil der Gasammtfüllung zur Verbrennung. Diagramme, welche mit reibungsfreien Doppelfedern aufgenommen sind, zeigen diesem Vorgange entsprechend eine plötzliche Spannungssteigerung, wenn auch nur von verhältnissmässig geringem Betrage.

2. Infolge dieser Initialexplosion entsteht eine kräftige, stossartig in den eigentlichen Cylinderraum hineinschlagende Flamme, welche mit wesentlich geringerer Fortpflanzungsgeschwindigkeit den gesammten Gasgehalt zur Verbrennung bringt.

3. Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit dieser explosiv erzeugten Flamme hängt ab

a) von dem mittleren Gasgehalt der zur Füllung verwandten Mischung und zwar nimmt sie mit ersterem zu,
b) von der Kolbengeschwindigkeit der Maschine; die dadurch gesteigerte innere Bewegung der Gasmassen vergrössert die Fortpflanzungsgeschwindigkeit,
c) von der örtlichen Lagerung der brennbaren Gasmassen, d. h. von der grösseren oder geringeren Homogenität der Füllung.

4. Die Verbrennung ist nach einem Bruchtheil des Kolbenhubes, nach 0,03 bis 0,06 Sekunden bereits vollständig beendet. Dem Schlusspunkt der Verbrennung entspricht die maximale mittlere Temperatur; reibungsfreie Diagramme lassen bei dem Mischungsverhältniss $\alpha = \sim 6$ dem Beginn der ohne Wärmezuführung sich vollziehenden Expansion deutlich erkennen.

5. Die Temperaturen überschreiten nicht 1600° C; da die Dissociation der in Betracht kommenden Gase erst bei viel höherer Temperatur stattfindet, ist dieselbe ausgeschlossen.

6. Noch während der Verbrennungsperiode tritt die Flamme in Berührung mit der Wandung und führt in dieselbe einen Theil der freigewordenen Wärme über. Da dieser Betrag aber nur 8—13 % der Gesammtwärme ausmacht, so lässt sich daraus schliessen, mit Rücksicht auf den erheblichen Unterschied in der Wärmeleitungsfähigkeit des Metalls

seits, der gasigen Verbrennungsprodukte andererseits, dass diese Berührung weder eine allseitige, noch eine sofortige ist.

Der Verbrennungsvorgang spielt sich mithin zum allerwesentlichsten Theile in dem inneren, von indifferenten Gasen umhüllten Kern der Füllung ab.

Es scheint hiernach die Deutung, welche Otto selbst für den Verbrennungsvorgang in seiner Maschine gegeben hat, durchaus zutreffend, dass nämlich die unhomogene centrale Anordnung der Ladung thatsächlich erreicht und dass der günstige ökonomische Effekt wesentlich dadurch bewirkt wird.

Die Frage, ob die Unhomogenität in einer Schichtung der Gase in der Richtung des Kolbenweges oder von der Mitte nach den Wandungen zu besteht, ist unerheblich, dürfte auch schwerlich entschieden werden können. Als unzutreffend muss dagegen die Anschauung bezeichnet werden, der u. A. auch der Verfasser früher zuneigte, die meines Wissens aber von Otto selbst nie betont wurde, dass nämlich das „Nachbrennen" bis in die Periode der Expansion hinein sich erstreckt."

In Fig. 323 sind für $\alpha = 6{,}2$, $t_m = 19$ und $b = 1{,}033$ die Zündungszeiten τ und die an das Kühlwasser überführte Wärme (in Procenten der Gesammtwärme) als Funktionen von u dargestellt.

Der 10. Abschnitt betrifft die Expansionsperiode. Der Schluss der im Punkte z beginnenden Expansion erfolgte bei der Versuchsmaschine genau bei 0,9 des Hubes (Eröffnung des Auspuffventils). Da eine Wärmezufuhr während dieser Periode nicht stattfindet, muss die äussere Arbeit und die Ueberführung von Wärme an das Kühlwasser aus der inneren Energie der Gasmasse bestritten werden, also

$$Q_4^w = G\,c_v\,(T_z - T_9) - L \qquad 390)$$

wobei c_v entsprechend dem Temperaturabfall $T_z - T_9$ zu entnehmen ist.

Trägt man diese Werthe Q_4^w als Funktionen von u graphisch auf, so erkennt man deutlich, dass dieser Werth mit wachsendem u abnimmt; die Punkte liegen etwas zerstreut, lassen sich aber doch durch die Formel (in Kalorien)

$$Q_4^w = 1{,}647 - 0{,}0047\,u \qquad 391)$$

zusammenfassen.

Slaby hat dann weiter die Werthe der während der Zündung und Expansion an das Kühlwasser überführten Wärmemengen addirt ($Q_3^w + Q^w{}_4$) und auf die disponible Wärme $g_0 H$ bezogen. Für diese Werthe lässt sich keine zusammenfassende Formel aufstellen; die Werthe fallen zunächst mit wachsendem u, nehmen aber später wieder etwas zu. Mittlere Werthe sind

$$\begin{aligned} Q_3^w + Q_4^w &= 38{,}3\ \%\ \text{bei}\ u = 110{,}9\\ &= 33{,}5\ \text{„}\ \ \text{„}\ \ \text{„} = 146{,}8\\ &= 33{,}1\ \text{„}\ \ \text{„}\ \ \text{„} = 174{,}0\\ &= 33{,}6\ \text{„}\ \ \text{„}\ \ \text{„} = 179{,}0 \end{aligned}$$

Weiter untersucht Slaby den Koefficienten m der Expansionslinie $pv^m = Const.$ Es zeigt sich hierbei, dass dieser Werth keineswegs während eines Kolbenhubes konstant ist, sondern sich in eigenartiger aber gesetzmässiger Weise ändert. Fig. 324, ein von Slaby verzeichnetes Diagramm, charakterisirt diese Veränderlichkeit und ist ohne weiteres verständlich; der Werth m sinkt zunächst und nimmt dann wieder zu; bei höheren Tourenzahlen sinkt er gegen Hubende abermals. Da für das betreffende Temperaturintervall sich der Exponent der Adiabate im Mittel

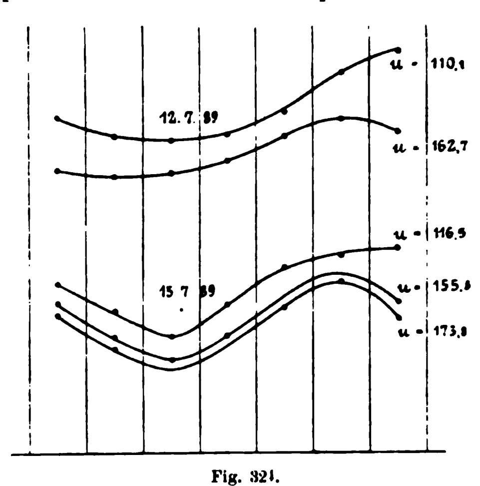


Fig. 324.

zu etwa 1,25 ergiebt, findet also während der Expansion fortdauernd eine starke Wärmeabführung an die Wand statt. Die Variation während eines Hubes erklärt sich leicht dadurch, dass zu Beginn der Expansion die Wärmeabführung vorwiegend von der Temperatur, späterhin dagegen von der Grösse der Kühlfläche beherrscht wird. Bildet man für jeden Expansionshub das Mittel (m) aus den Werthen, so ergiebt sich eine regelmässige Veränderlichkeit mit u; für $\alpha = 6{,}2$ z. B. ist

$$(m) = 1{,}75 - 0{,}00133\, u \qquad 392)$$

Dwelshauvers-Dery hat eine sehr übersichtliche Methode für die graphische Darstellung der Wärmebewegung zwischen Wand und Cylinderinhalt angegeben (Etude expérimentale calorimétrique de la machine à vapeur, Paris 1892). Zwischen zwei Punkten m und n des Expansionshubes nimmt die innere Energie der Gasmasse ab um $Gc_v (T_m - T_n)$ und es wird die äussere Arbeit L geleistet; wird Wärme anderweit nicht zugeführt, so ist der Rest Q^w an die Wand abgegeben worden, somit

$$Q^w = Gc_v (T_m - T_n) - L \qquad 393)$$

Ebenso wie nun die Wärmewerthe L durch die Kurve der Spannungen p veranschaulicht sind, lassen sich auch analog die Werthe Q^w durch eine

Kurve mit den Abscissen v und Ordinaten q darstellen. Der Vergleich der Kurven p und q ermöglicht dann einen sehr bequemen Ueberblick über die geleistete äussere und die durch Kühlwasser verlorene Arbeit.

Nach diesem Verfahren hat Slaby viele Diagramme untersucht und jederzeit ein typisches Bild für diese Wärmebewegung gefunden. In Fig. 325 ist ein solches Diagramm abgebidet, das aus dem Versuch

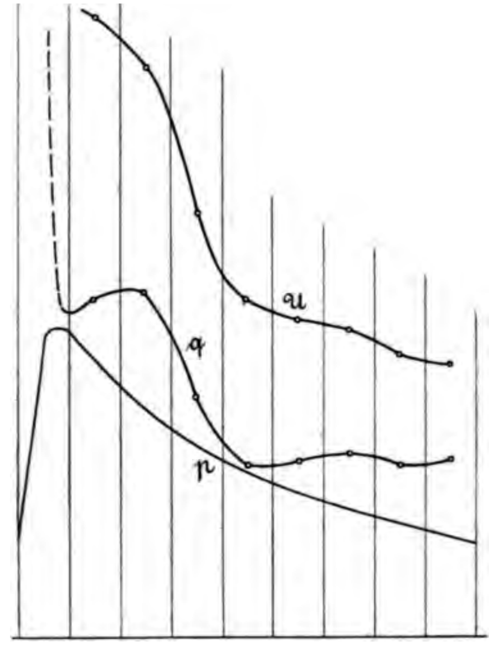


Fig. 325.

No. 288 mit u = 110,9 abgeleitet wurde. p ist die Kurve der Indikatorspannungen, q diejenige der gedachten Spannungen der Wasserkühlung und U diejenige der inneren Energie (= p + q). Derselbe Verlauf der Kurven zeigte sich auch bei den Versuchen von Ayrton und Perry (s. o. S. 344).

Im letzten Abschnitt behandelt Slaby die Entleerungsperiode. Bei 0,9 des Hubes wird, wie bereits erwähnt, das Auspuffventil eröffnet; der entstehende starke Druckabfall erzeugt eine grosse Geschwindigkeit der Gase und verursacht so einen nicht unerheblichen Verlust an Energie in Form von lebendiger Kraft (Strömungsenergie nach Zeuner). Dieser Verlust entzieht sich einer direkten Berechnung, lässt sich aber aus der Bilanz ermitteln; stellt man letztere für die Gasmasse auf, so kommen als Zugang in Ansatz die disponible Wärme und die durch Kolbenreibung

erzeugte Wärme, als Abgang dagegen die Wärmewerthe der indicirten Arbeit und des totalen Abkühlungsverlustes, die in den Abgasen abgeführte Wärme und der Wärmewerth der Strömungsenergie. Ist p_9 der Druck im Augenblicke der Ventileröffnung und p_e derjenige beim Entleerungshube, so ergab sich die Strömmungsenergie S mit dem Ueberdrucke $p_9 - p_e$ linear veränderlich nach (in Kalorien)

$$S = 0{,}25\,(p_9 - p_e) - 0{,}245. \qquad 394)$$

Da nun anderseits auch

$$S = A\frac{G}{g}\cdot\frac{w^2}{2} \qquad 395)$$

ist, wenn G die vorhandene Gasmasse bezeichnet, so lässt sich die (mittlere) Geschwindigkeit w der in dieser Periode entweichenden Gase berechnen. Diese Geschwindigkeit wächst mit u nach

$$w = 649{,}2 + 1{,}24\,u \qquad 396)$$

und beträgt sonach im Mittel über 800 m in der Sekunde.

Es erübrigt nun noch die Bestimmung der während der ganzen Entleerungsperiode (d. h. vom Beginne der Ventileröffnung bis zum Ende des Rückhubes) an die Wand überführten Wärme Q_5^w. Die Differenz zwischen der inneren Energie der Gasmasse im Punkte 9 und derjenigen der ausgestossenen und im Kompressionsraum verbleibenden Gase wird verwendet auf die Strömungsenergie, auf die Auspuffarbeit (vom Punkte 9 bis Hubende), die Entleerungsarbeit (beim Rückhube) und den Wandungsverlust Q_5^w; hieraus lässt sich letztere Grösse bestimmen. Dieser Verlust nahm mit wachsendem u zu und betrug in Kalorien

$$Q_5^w = 0{,}194 + 0{,}00214\,u. \qquad 397)$$

Hiermit schliesst die Arbeit Slaby's ab — eine Arbeit, welche an Gründlichkeit wohl Nichts zu wünschen übrig lässt und Slaby's Forschergeist ein glänzendes Zeugniss ausstellt.

Zum Schlusse mag noch die Untersuchung eines Slaby'schen Diagrammes mittelst des Wärmegewichtsdiagrammes angefügt werden. Ich wählte hierfür den Versuch Nr. 288 (s. o. S. 381), für welchen die folgenden Daten erhoben wurden.

Minutliche Umdrehungszahl 110,9. Kühlwasser stündlich 562,5 l, von 11,6 auf 25,31° C. erwärmt. Ladung, reducirt auf 0° und 760 mm Hg, pro Spiel: 5,473 l Luft und 0,890 l Gas; Verhältniss 6,15. Barom. Druck 1,03 kg/qcm. Abgastemperatur $T_a = 683^0$. Spec. Gewicht des Gases bezogen auf Luft 0,423.

Das Gewicht des Kompressionsgemisches in Gramm ermittelt sich dann wie folgt:

Gas 0,890 . 0,423 . 1,293 $=$ 0,487

Luft 5,473 . 1,293 $=$ 7,077

Rückstände $\frac{v_0 \, p_a}{R_r T_a} = \frac{4{,}82 \, . \, 11800}{30{,}61 \, . \, 683} = 2{,}720$

10,284

Die Werthe von R werden: Rückstände 30,61; Kompressionsgemisch 31,517. Zur Berechnung der Temperaturen aus $p\,v = R\,T$ ergeben sich dann mit p in kg/qcm und V in l die Formeln

$$\text{Kompression:} \quad T = 30{,}853 \, p\,V \qquad 398)$$

$$\text{Expansion:} \quad T = 31{,}767 \, p\,V \qquad 399)$$

In Fig. 326 ist das Diagramm wiedergegeben und gleichzeitig die

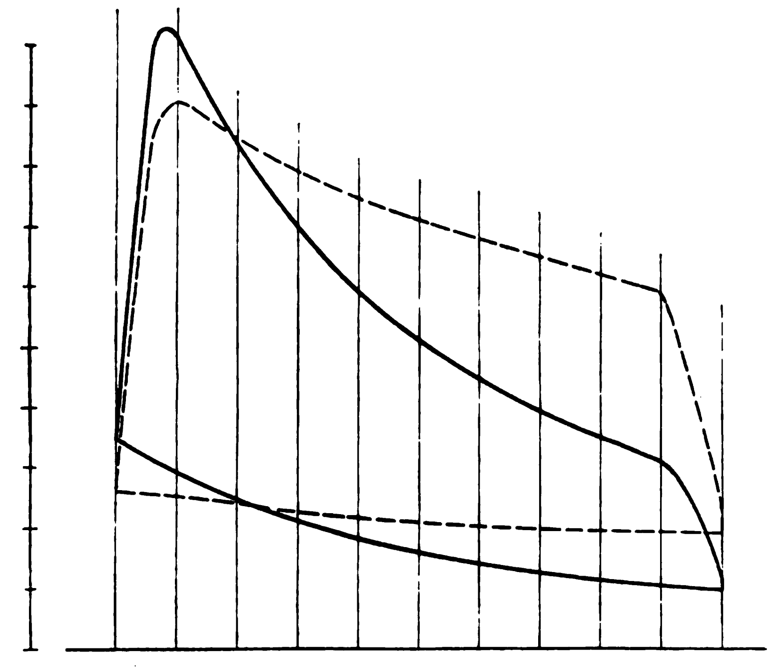


Fig. 326.

Temperaturkurve (gestrichelt) eingezeichnet; die Temperatur (absolut) steigt bis auf ca. 1800°.

Zur Bestimmung der Werthe des Wärmegewichtes ist die früher S. 108 bereits angeführte Gleichung

$$P = \frac{n - \varkappa}{n - 1} c_v \log n \, T \qquad 400)$$

benutzt worden. Die Werthe von n wurden aus dem Indikatordiagramm

ermittelt, während $\varkappa$ und c_v, als von der Temperatur abhängig (s. S. 179) gemäss der mittleren Temperatur in dem betreffenden Intervall zu berechnen waren. In Fig. 327 sind die Resultate zusammengestellt. Die Kompression AB verläuft hiernach im Beginne rein isothermisch, geht aber bald in eine adiabatische über, um gegen den Schluss hin wieder

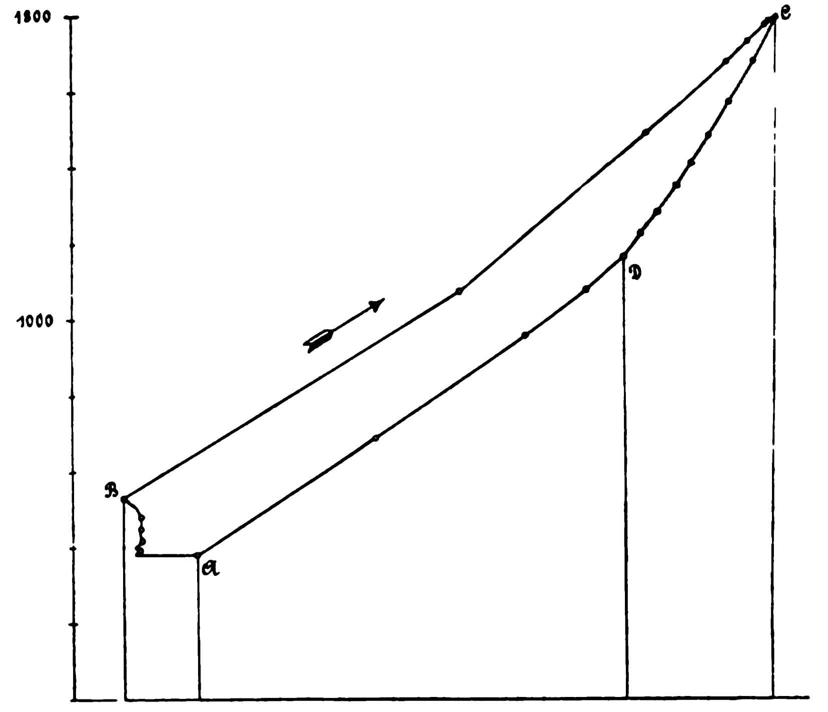


Fig. 327.

Wärmeentziehung aufzuweisen. Das Diagramm beweist ferner sehr deutlich, dass mit Erreichung des maximalen Druckes (Punkt C) die Wärmezufuhr beendet ist, also ein Nachbrennen ausgeschlossen ist oder, falls vorhanden, während der folgenden Expansion doch von der Wärmeabführung weitaus überwogen wird; die Expansion CD weist starke Abkühlung auf. Vom Punkte 9 bis 10 (= DA) ist die Kurve hypothetisch; sie würde einem geschlossenen Kreisprocesse entsprechen.

Von Interesse ist der Vergleich mit dem Entropiediagramm des Diesel-Motors (siehe später), wobei insbesondere der gleiche Charakter der Kompressionskurven auffällt.

Benzin und Petroleum.

·zin und Petroleum sind bekanntlich Destillationsprodukte des ·leums; diese Destillate unterscheidet man in folgende drei Gruppen:

··ichtflüchtige Destillationsprodukte (bis 170° übergehend):
·las (Lampen-) Petroleum (von 170 bis 300° übergehend) und
·lie Mineralöle und Vaselin (über 300° übergehend).

-ten Gruppe, zwischen Petroleumäther und Gasolin einerseits und ·ı andererseits stehend, gehört das Benzin, das bei 15° C ein spe- ·· Gewicht von ca. 0,68 bis 0,70 hat; es geht bei der Destillation ·' bis 100° C über. Das eigentliche Petroleum hat ein specifisches ·ht von ca. 0,8 bis 0,825.

Benzin und Petroleum haben, namentlich bezüglich ihrer Verwen- zum Betriebe von Kraftmaschinen sehr verschiedene zu beachtende ·schaften, weshalb wir hier kurz auf eine Erörterung der für vor- ·nden Zweck besonders wesentlichen eintreten.

Das **Benzin** ist sehr leichtflüchtig und bildet zufolge seiner leichten lunstung bei mittlerer Temperatur der Luft mit letzterer ein explosibles ısch, das selbst bei niedriger Temperatur noch zündfähig ist. Hieraus ·bt sich einerseits die bequeme Verwendbarkeit solcher Gemische für ftmaschinenbetrieb, wie auch andererseits die bei Undichtheiten der ungen usw. vorhandene Gefahr von Explosionen. Die für Benutzung Benzin bei Kraftmaschinen im Gebrauch stehenden Einrichtungen sind ·r auch meistens sehr einfache.

Zur Bildung von explosibeln Gemischen von Benzin und Luft benutzt zwei verschiedene Methoden, welche bei den heutigen Motoren beide Anwendung stehen; entweder saugt man einen Theil der benöthigten t durch ein mit Benzin gefülltes Gefäss hindurch und lässt sie sich nit Benzin sättigen oder man zerstäubt die pro Hub benöthigte Benzin- ge durch einen Luftstrom mittelst Düsen. Eine Verdampfung von zin und Mischung dieser Dämpfe mit Luft wurde von **Street** 1794

vorgeschlagen; dies Verfahren ist jedoch im Hinblick auf die leichte Verdunstbarkeit des Benzins gegenstandslos.

Da die verschiedenen Bestandtheile des Benzin genannten Destillationsproduktes mehr oder minder flüchtig sind, kann an eine gleichmässige Beschaffenheit des für Kraftmaschinen benutzten Gemisches natürlich nicht gedacht werden; da diese weiter auch von der Temperatur der Luft abhängt, hat man bei der Bildung der Ladung auch hierauf Rücksicht zu nehmen. Viele Benzinmotoren haben daher auch Einrichtungen, um den Vorrath an Benzin bei kälterer Witterung erwärmen zu können.

Nach einer Verordnung des Bundesraths vom Dezember 1885 kann Benzin für Kraftmaschinenbetrieb zollfreie Verwendung finden. Der Preis des Benzins beträgt heute etwa M. 26.— pro 100 kg verzollt.

Das Petroleum zeigt im Gegensatz zum Benzin bei gewöhnlichen Temperaturen fast keine Verdunstung; daher ist auch mit fein vertheiltem Petroleum beladene Luft nicht ohne weiteres explosibel. Angesichts der genannten hohen Destillationstemperaturen ergiebt sich daher im Allgemeinen die Nothwendigkeit der Anwendung von Verdampfapparaten bei Betrieb von Kraftmaschinen durch Petroleum. Zwischen flüssigem Petroleum und Petroleumdampf liegt noch der Zustand des Petroleumnebels, bei welchem bereits kondensirte Dampftheilchen mit Lufttheilchen kleine Blasen bilden. Dieser Nebel ist ebensogut wie der Dampf befähigt, mit Luft ein explosibles Gemisch zu bilden. Es liegt auf der Hand, dass diese Eigenschaft des Petroleums seine Verwendbarkeit für Maschinenbetrieb ausserordentlich steigert. Im Hinblick auf die weit auseinander liegenden Destillationstemperaturen der einzelnen Bestandtheile des Petroleums wird ein Gemisch von Petroleumdampf und Luft beim Einsaugen in den Maschinencylinder sich an den verschiedenen, mehr oder minder warmen Wandungen zum Theil kondensiren und Nebel bilden, glücklicherweise ohne eine wesentliche Beeinflussung der Zündfähigkeit des Gemisches zur Folge zu haben.

Das Verfahren der Verdampfung ist einer der wesentlichsten Punkte bei der Konstruktion von Petroleummotoren; im Princip zerstäubt man heute die pro Hub abzumessende Petroleummenge durch Luft und bringt dieses Gemisch in innige Berührung mit den Wänden des geheizten Verdampfers. Man verwendet hierbei entweder die ganze zur Füllung benöthigte Luft zur Zerstäubung oder nur einen Theil derselben. Wesentlich hierbei ist noch, dass die Verdampfung während des ganzen Saughubes andauere und dass im Interesse der Erzielung eines gleichmässigen Gemisches die Petroleumzufuhr zweckmässig der wechselnden Kolbengeschwindigkeit entsprechend erfolge.

Die vorerwähnte, wünschenswerthe Regulierung der Petroleumzufuhr bietet naturgemäss Schwierigkeiten, insbesondere wenn man das geringe Volumen der pro Hub benöthigten Petroleummenge bedenkt. Ein kleinerer

Gasmotor braucht pro Pferdestärke stündlich etwa 700 l Gas, ein ebensolcher Petroleummotor etwa 0,5 l Petroleum; das benöthigte Gasvolumen ist also 1400mal so gross als das Petroleumvolumen!

Aus der Schwerflüchtigkeit des Petroleums ergiebt sich weiterhin sofort, dass es nicht möglich ist, Petroleumdampf oder Gemisch im Vorrath zu bereiten, wie dies bei Benzin möglich ist, sondern es muss die Ladung für jeden Hub frisch vorbereitet werden; der Verdampfer muss auf einer Temperatur von mindestens 300° C erhalten werden.

Man wendet heute fast ausnahmslos bei Petroleumkraftmaschinen den Viertakt an, obgleich dieses System wegen der verhältnissmässig langen Zeit, welche zwischen Verdampfung und Zündung liegt, hierfür weniger geeignet erscheint. Zur Erhaltung des gebildeten Gemisches im ursprünglichen Zustande würde mindestens erforderlich sein, dass alle inneren Wandungen des Motors eine Temperatur von mehr als 300° C haben. Diese Forderung lässt sich ohne Schädigung der Materialien für alle Flächen erfüllen, mit Ausnahme der vom Kolben bestrichenen Cylinderwandungen. Die heute fast ausschliesslich als Schmiermaterial verwendeten Mineralöle sind zum grössten Theile gleichfalls Destillate des Rohpetroleums und verdampfen naturgemäss bei Temperaturen, welche ihre niedrigste Destillationstemperatur übersteigen; würde somit die Laufflâche des Cylinders über 300° warm gehalten, so müsste das Schmieröl mehr oder minder verdampfen und der Kolben trocken laufen, was selbstredend sofort verderblich für Cylinder und Kolben wirken würde. Aus diesem Grunde muss also ein gewisser Niederschlag von Petroleum mit in den Kauf genommen werden.

Diese geringe Kondensation von Petroleum, die weiterhin auch von den behufs Regulierung erforderlichen Aussetzern noch unterstützt wird, bedeutet einen nur geringen Verlust an Brennstoff, hat aber Geruch des Motors und Verschmutzung der Organe desselben zur Folge.

Der Geruch erklärt sich leicht durch das bei jeder Umdrehung erfolgende Freilegen eines Theils der benetzten Lauffläche gegen die umgebende Luft; durch Einkapselung des Motors und Absaugen der mit Petroleum geschwängerten Luft mit der Füllungsluft lässt sich dem begegnen. Das Verschmutzen der Ventilgehäuse, des Kompressionsraumes, des Kolbens, des Auspufftopfes usw. rührt davon her, dass dieser geringe Petroleumniederschlag bei den hohen Temperaturen während der Zündung und Expansion wieder verdampft, dieser Dampf aber in nächster Nähe nicht genügend Luft zum Verbrennen findet, daher nur unvollkommen verbrennen kann und somit Russ bildet. Dieser Russ im Verein mit theer- und koksartigen sowie Schmieröl-Resten bewirkt nunmehr jene nicht hintanzuhaltenden Verschmutzungen.

Um den geschilderten Uebelständen zu begegnen, müsste man daher rasch expandiren (hohe Tourenzahlen), stark komprimiren und hohe Kühl-

wassertemperaturen anwenden. Dem stehen aber Verhältnisse entgegen, welche sich zum Theil aus dem Vorhandensein von Verschmutzungen wieder von selbst ergeben. Die Zündung des Gemisches im normalen Betriebe geht nur von einem Punkte aus und erfolgt mit relativ geringer Geschwindigkeit; läuft aber die Maschine sehr rasch und mit starker Kompression, so kann die Zündung durch die Kompressionswärme und infolge Einwirkung hocherhitzter Wandungen auch von vielen Stellen ausgleichmässig in der ganzen Masse auftreten und alsdann eine von heftigen, schädlichen Stössen begleitete starke Explosion zur Folge haben.

Der Preis des Petroleums beträgt heute etwa M. 17.— pro 100 kg.

Benzinkraftmaschinen.

Zum Betriebe von Gaskraftmaschinen anstatt des Gases flüssige Brennstoffe zu verwerthen hat man bereits im vorigen Jahrhundert versucht. Robert Street (1794) wollte in dem Arbeitscylinder Theeröle oder Terpentin vergasen, mit Luft mischen und in geeigneter Weise entzünden. Den ersten wesentlichen Erfolg erzielte aber erst J. Hock in Wien (1873), obgleich nur in vorübergehender Weise. In den letzten Jahren sind derartige Bestrebungen von deutschen Ingenieuren wieder aufgenommen worden und haben Erfolge erzielt, welche diese Maschinen den anderen Kleinkraftmaschinen ebenbürtig an die Seite gestellt haben.

Man geht kaum fehl, wenn man annimmt, dass alle älteren sogen. Petroleummotoren thatsächlich nicht mit Petroleum, sondern mit Benzin oder Ligroin betrieben wurden. Es sollen daher auch die früheren Versuche, derartige Maschinen zu bauen, hier behandelt werden.

Die 1873 bekannt gewordene Benzinkraftmaschine von Julius Hock hat heute lediglich geschichtliche Bedeutung. Die Maschine war einfachwirkend; bis 0,3 oder 0,5 des Hubes wurde Ladung angesaugt, alsdann entzündet (Explosion) und auf dem Rückwege wurden die Abgase entfernt. Man hat somit hier den der alten Lenoir'schen Maschine gleichartigen Fall vor sich; die Entwickelung ist der der Gasmaschine entsprechend verlaufen, indem man heute Kompressionsmaschinen baut. Hock stellte hinter der Maschine einen eisernen Behälter auf, der das Benzin enthielt. Nahe am Boden des Gefässes zweigte ein nach dem Arbeitscylinder führendes Rohr ab, in das ein Hahn zur gänzlichen Abstellung, sowie ein Rückschlagventil eingeschaltet waren. Die Art der

Zuführung des Benzins zum Arbeitscylinder erläutert Fig. 328. Man ersieht, dass das vom Behälter kommende Rohr düsenartig im Cylinder mündet; während der Saugperiode des Kolbens tritt also durch d ein feiner Strahl Benzin ein. Unterhalb d ist eine zweite Düse e angeordnet, deren Mittellinie jene der ersten unter nahezu 90⁰ schneidet. Durch e wird die zur Vertheilung (Zerstäubung) des herbeigeführten Benzins nöthige Luft angesaugt. Eine Rückschlagklappe f verhindert den Austritt nach Entzündung der Ladung. Seitlich wird nun gleichzeitig durch eine Klappe die zur Ladungsbildung nöthige Luft angesaugt. Der Regulator bewirkte eine geringere oder stärkere Belastung dieser Klappe, je nach dem Arbeitsbedürfniss. Die Zündung der Ladung erfolgte in beachtenswerther, wenn auch nicht einfacher Weise. Eine aus einem Gummibeutel gebildete Pumpe saugte eine Luftmenge an und drückte dieselbe in ein Rohr, das in einem mit geringwerthigem Benzin gefüllten Behälter nahe am Boden des letzteren mündete. Die im Benzin aufsteigende Luft sättigt sich mit demselben und wird oben durch zwei Rohre abgeführt, deren eines in einen kleineren Gasbehälter mündet, während das andere den Zünder Z speist. Vom Gasbehälter führt wieder ein Rohr nach dem Brenner B, dessen Flamme beständig brennt. Die Pumpe drückt nun rasch eine bestimmte Menge Luft in den Behälter und zwar in dem Augenblicke, in dem die Cylinderfüllung beendet ist; hierdurch wird Z stossweise carburirte Luft zugeführt, die sich am Brenner B entzündet. Die so erzeugte Flamme wird durch die Klappe k in den Cylinder gesaugt und bewirkt die Explosion, die alsdann sämmtliche Klappen schliesst. Der Austritt der Abgase beginnt kurz vor dem Hubwechsel und dauert während des Kolbenrückganges an; derselbe erfolgt mittels einer gesteuerten Klappe. Der Cylinder ist mit Wassermantel versehen. Ein Diagramm dieser Maschine habe ich nirgends veröffentlicht gefunden; ausführliche Zeichnungen siehe bei Musil, II. Aufl., T. 2 und Wigand, Zur Frage der freien Konkurrenz im Gasmotorenbaue T. 3. Der Verbrauch für die gebremste Pferdestärke und Stunde soll 0,75—1 kg betragen haben; bei 0,7 spec. Gewicht würden das 1—1,4 l sein — ein sehr hoher Werth gegen die Verbrauchswerthe heutiger Maschinen.

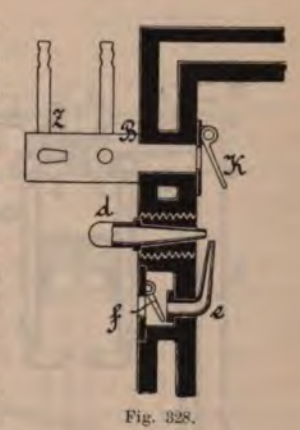


Fig. 328.

Eine gewisse Verbreitung, wenn auch wohl nur in Amerika und England, fand die Benzinkraftmaschine Brayton's. Musil führt an, dass die ersten diesbezüglichen Versuche bereits Mitte der fünfziger Jahre stattgefunden hätten; man hätte somit hier das Ergebniss einer

langen Entwickelung vor sich. Die Maschinen **kamen 1876 auf den** Markt, doch kam der Absatz bereits 1877 ins Stocken; **mindestens fünf** Konstruktionen sind bekannt geworden. Die erste mir **bekannt gewordene**

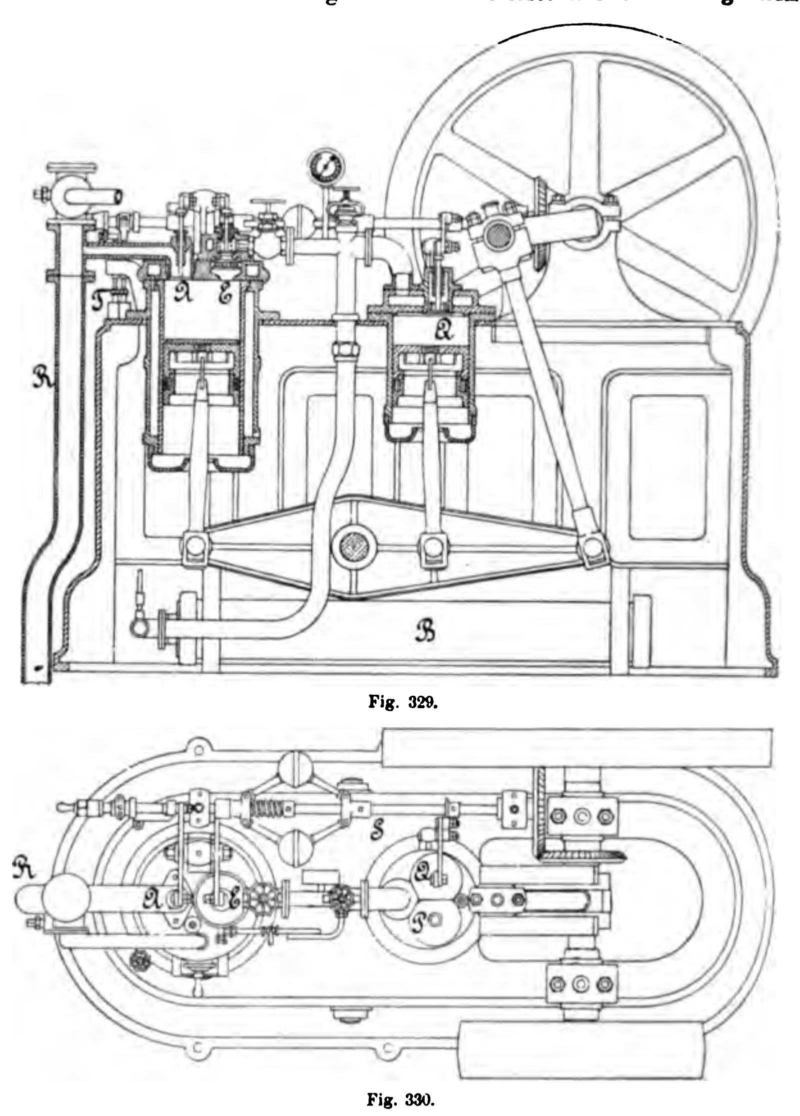


Fig. 329.

Fig. 330.

Gestalt der Maschine ist die, wie sie Musil (in der ersten **Auflage seiner** Schrift, T. 2) veröffentlicht hat. Die Maschine ist hier **liegend gebaut** und ist doppeltwirkend; eine spätere liegende Anordnung **einfacher Wir-**

kung veröffentlichte Schöttler in der Zeitschr. d. Ver. deutscher Ing. 1883. S. 488. Seit 1883 ist von den Maschinen Nichts mehr zu hören gewesen. Wir halten uns hier an eine von Musil als neueste bezeichnete Anordnung, die nach Engg. July 9th. 1878 in den Fig. 329 u. 330 wiedergegeben ist. Die Maschine ist einfachwirkend.

Ein kastenförmiges Gestell bildet das Bett der Maschine und trägt die Lager der gekröpften Kurbelwelle. In die Deckplatte des Gestells sind die zwei Cylinder der Maschine, Arbeits- und Pumpcylinder eingehängt. Der unten offene Arbeitscylinder enthält im oberen Deckel zwei gesteuerte Ventile, das für den Eintritt der Ladung und das für den Austritt der Abgase nach dem Rohre R. Die mit frischer Luft gemeinschaftlich herbeigesaugte karburirte Luft wird beim Eintritte in den Cylinder an einer Flamme entzündet; man hat also eine Verbrennungsmaschine vor sich. Unten im Bette der Maschine ist ein Hebel gelagert, dessen eines Ende durch die Pleuelstange mit der Kurbel gekuppelt ist. Der Hub des Arbeitskolbens ist doppelt so gross gewählt als der des Pumpenkolbens, und letzterer beträgt ein Drittel des Kurbelkreisdurchmessers. Die Pumpe enthält im Deckel gleichfalls zwei Ventile, von denen P, das selbstthätig ist, den Luftzutritt steuert, während Q, das gesteuert ist, das Druckventil bildet. Die hier angesaugte und etwa auf 2 bis 5 at verdichtete Luft wird theils zwei im Maschinenbette gelagerten Luftbehältern B zugeführt, theils unmittelbar nach dem eigenartig eingerichteten Zulassventile des Arbeitscylinders geleitet. Die Behälter haben den Zweck, die Spannung der Luft gleichmässiger zu machen und bei kürzeren Betriebspausen zum Anlassen zu dienen.

Die Ventile des Arbeitscylinders sind beide gesteuert. Die Anordnung des Auslassventils A (Fig. 329) bietet nichts Besonderes, wohl aber

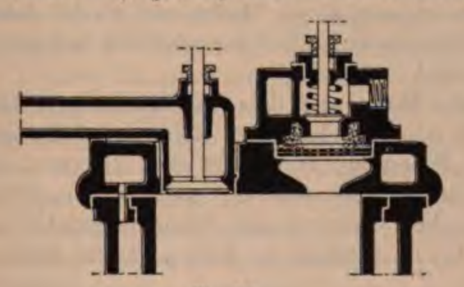


Fig. 331.

die des Einlassventils E (Fig. 331). Die für letzteres im Cylinderdeckel ausgesparte, eigenthümlich geformte Oeffnung wird durch das Ventilgehäuse geschlossen. Auf einem im Innern der Oeffnung vorgesehenen Rande liegen zwei vielfach durchlochte Bleche auf, zwischen denen Drahtgeflecht liegt. Zwischen das obere beider Bleche und die Höhlung des Gehäuses

ist ferner eine ringförmige Filz- oder Fasermasse eingebracht, die zum Aufsaugen des herbeigeführten Benzins dient. Im Gehäuse sind ferner eine Anzahl feiner (nicht angedeuteter) Bohrungen angeordnet, die in jener Filzmasse münden und durch welche einerseits das von einer kleinen Pumpe beständig herbeigeführte Benzin, sowie andererseits, wie oben erwähnt, Pressluft zutritt. Der Hub der kleinen Benzinpumpe kann nach Bedürfniss geregelt werden. Die zutretende, in feine Strahlen zertheilte verdichtete Luft sättigt sich beim Durchgange durch die vollgesogene Filzmasse mit Benzin und füllt den Raum über den Blechen mit Schaum an. Geht nun der Arbeitskolben vom oberen todten Punkte nach unten, so öffnet sich das gesteuerte Ventil E, und es tritt Pressluft herbei; dieselbe reisst den gebildeten Schaum mit fort, und diese Mischung entzündet sich an einer (nicht gezeichneten) unterhalb der Siebe brennenden Flamme. Sobald E geschlossen wird, hört der Einlass auf, und die heissen Gase dehnen sich aus. In den unterhalb der Siebe befindlichen Raum führt eine für gewöhnlich durch einen Pfropfen geschlossen gehaltene (nicht gezeichnete) Oeffnung, die zum Entzünden der Flamme dient. Die Siebe und die Drahtgeflechte dienen sowohl für das Auffangen des gebildeten Schaumes, als auch als Sicherheitsvorrichtung gegen das Zurückschlagen der Flamme.

Auf der Deckplatte des Maschinengestells ist eine Steuerwelle S gelagert, die sich ebenso oft als die Kurbelwelle dreht. Von ihr wird die (vermuthlich zweicylindrige) Benzinpumpe T mittels Excenters bewegt. Ferner sitzen auf S drei Daumen zur Steuerung des Luftpumpendruckventils Q, des Einlassventils E und des Auslassventils A. Der Daumen für E sitzt jedoch nicht fest auf S, sondern ist als mittels Nuth und Feder verschiebbarer Muff ausgeführt. Ein auf S angeordneter Regulator bewirkt die Verschiebung dieses Muffes und macht damit die Einlasszeit abhängig vom Arbeitsbedarfe. Selbstverständlich besitzt der Arbeitscylinder einen Wassermantel.

Der Erfinder führte an, dass das Mischungsverhältniss ein nahezu gleichbleibendes sei und dass das Volumenverhältniss von Luft (von atmosphärischer Spannung) zu Benzin etwa 25 000 : 1 sei. Die Benzinpumpe hat 4,8 mm Durchmesser und 1,6 bis 12,7 mm Hub, verstellbar je nach der erwünschten Leistung und Umdrehungszahl der Maschine. Um beim Anlassen Benzin zuführen zu können, ist die Pumpe auch von Hand zu bewegen.

Die Maschine, von Thomson, Sterne & Cie. in Glasgow gebaut, sollte für die gebremste Pferdestärke und Stunde 0,5 l Benzin brauchen. Schöttler (a. a. O.) führt dagegen an, dass eine 5 e Maschine (200 mm Bohrung, 300 mm Hub) 4,5 l Benzin brauche, d. h. für die Pferdestärke und Stunde 0,9 l; jedenfalls wäre dieser Werth nicht ungünstig gewesen.

Später sind Anordnungen deutschen Ursprungs bekannt geworden,

e über den Versuchszustand hinaus gediehen und geschäftliche Ver-erthung erfuhren und welche deshalb eingehender zu behandeln sind.

J. Spiel's Benzinkraftmaschine. Spiel in Berlin hat sich ele Jahre mit dem Gegenstande beschäftigt; es muss, was die Ent-ckelung seiner Anordnung anbetrifft, auf die bezüglichen deutschen und glischen Patentschriften verwiesen werden. Hier ist zur Darstellung e s. Z. neueste Form benutzt worden, welche in den englischen Patent-hriften sehr ausführlich dargelegt ist und der thatsächlichen Bauart Allgemeinen entsprach.

Spiel hat im Allgemeinen die Form der liegenden Deutzer Maschine gewendet: der Cylinder ist freihängend mit dem auf einem Sockel auf-setzten Maschinenbette verschraubt. Auch den Viertakt und die Ver-chtung der Ladung verwendete Spiel und unterschied damit seine aschine von der Hock'schen (Explosionsmaschine ohne Verdichtung) d von der Brayton'schen (Verbrennungsmaschine).

Der bemerkenswertheste Theil der Maschine ist die aus einer kleinen eldruckpumpe bestehende Speisevorrichtung. Auf dem Cylinder der aschine ist ein kupferner Oelbehälter angeordnet, aus dem die Pumpe ugt; das Füllen dieses Behälters erfolgt mittels einer kleinen Kreisel-mpe, die von Hand bewegt wird und unmittelbar aus dem Oelfasse ugt. Es ist also jedes Umfüllen der Brennflüssigkeit vermieden und mit einem Verschütten derselben sowie dadurch hervorgerufener Feuers-fahr vorgebeugt.

Die Oeldruckpumpe ist in den Fig. 332 bis 335 dargestellt. Parallel r Cylinderaxe liegt eine Steuerwelle W, die mit halb so viel Um-ehungen als die Kurbelwelle läuft; dieselbe dient zur Bewegung der mpe, des Eintrittsventils, des Zündschiebers und des Austrittsventils. g. 334 zeigt einen Schnitt durch die Maschinenaxe, Fig. 332 einen ensolchen durch die Axe des Pumpencylinders, senkrecht zur Maschinen-xe. Aus beiden Figuren ist zunächst ersichtlich, dass die Oelpumpe uf dem Maschinencylinder angeordnet ist. Der seitlich gelagerte Winkel-ebel H_1 H_2 bewegt die Pumpe; eine Schraubenfeder veranlasst denselben, it seiner Rolle stets an dem auf Welle W sitzenden Daumen D anzu-egen. Der Arm H_2 wird mithin auf und ab schwingen, und diese Bewegung wird, unter Einschaltung gewisser Pausen, auf den Pumpen-olben übertragen. Dieser Kolben K ist glatt abgedreht und mittels einer Stopfbüchse mit Ueberwurfmutter abgedichtet; der obere Theil desselben st verstärkt und mit einem Schlitze versehen, der in der Richtung der Maschinenaxe läuft. In diesem Schlitze, dessen Länge durch die Schraube S verändert werden kann, spielt der am Ende des Hebels H_2 eingesetzte, seitlich abgehobelte Zapfen Z. Der Durchmesser von Z ist kleiner als die Länge des Schlitzes; der Hub des Pumpenkolbens ist um eben diesen Unterschied kleiner als der Hub des Zapfens, und da dieser Unterschied

mittels der Schraube S verändert werden kann, so ist damit auch Pumpenhub nach Belieben verstellbar. Wie aus Fig. 334 erhellt, ist

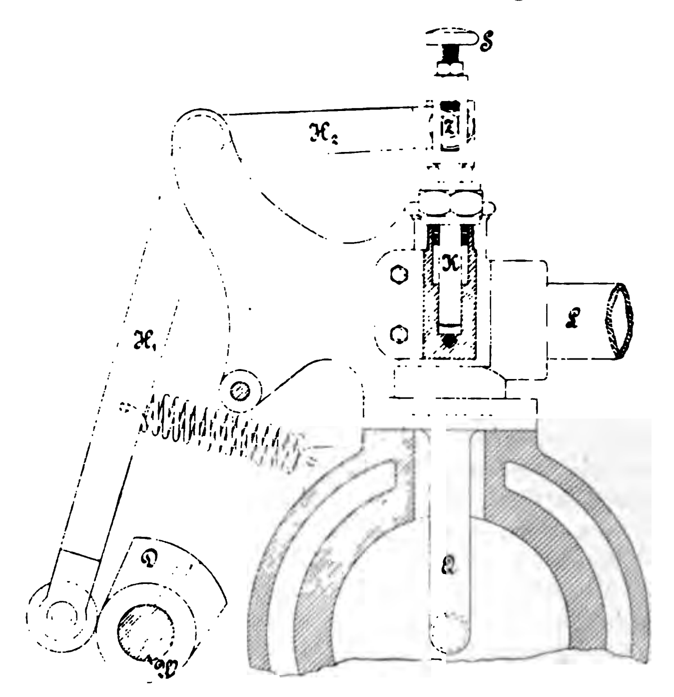


Fig. 332.

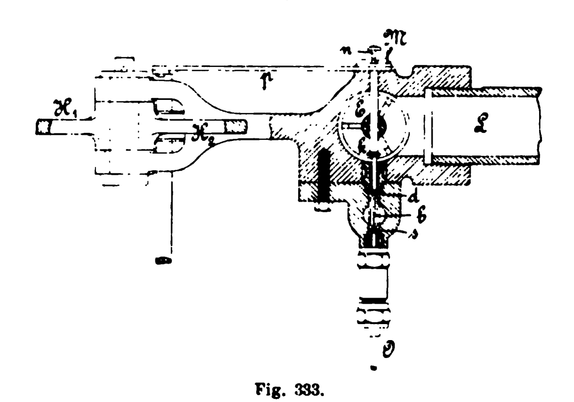


Fig. 333.

Zapfen Z, der in dem gegabelten Ende von H_2 sitzt, seitlich verlänge und greift hier in den erwähnten Schlitz von K ein. Das zwischen Gabel befindliche Stück von Z spielt gleichfalls in einem Schlitze, der

indelkopfe des Eintrittsventils E vorgesehen ist. Auf die Spindel dieses entils, die im Ventilgehäuse zu einem weiter unten bezeichneten Zwecke ichfalls einen Schlitz aufweist, wirkt eine Schraubenfeder, die das entil auf seinem Sitze zu erhalten strebt. Senkt sich also (Fig. 334) und mit im Zapfen Z, so erhält das Ventil zunächst noch keine wegung; diese tritt erst ein, wenn Z unten im Schlitze angekommen . Alsdann erfolgt, gegen den Druck der Feder, die Eröffnung von E;

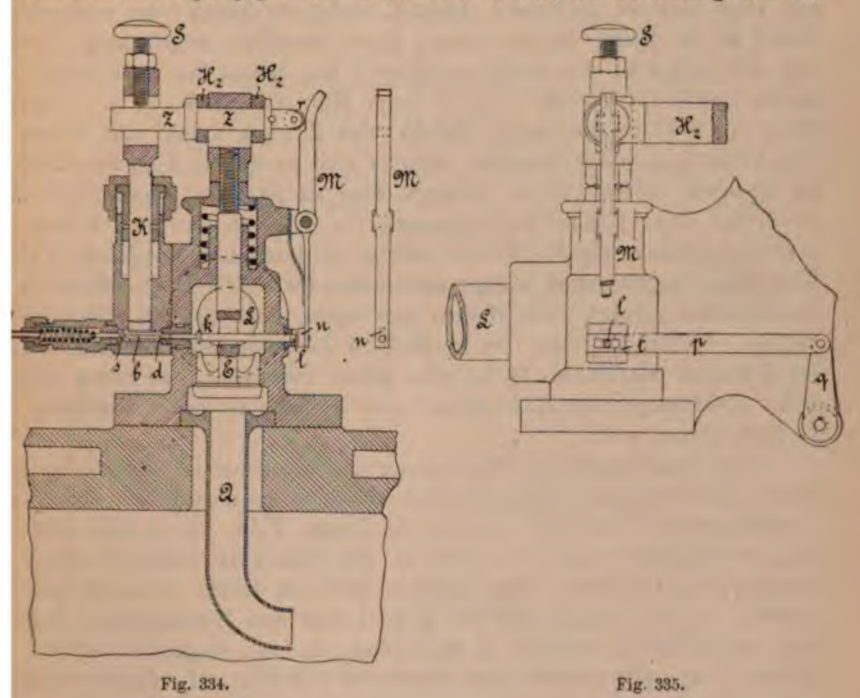


Fig. 334. Fig. 335.

rt Z um und geht nach oben, so kommt die Feder zur Wirkung und liesst Ventil E.

In den Pumpenkörper mündet die vom Oelbehälter kommende Leig O; auf der entgegengesetzten Seite zweigt die Druckleitung ab, die h dem Raume über E führt. Beide Leitungen sind durch Ventile schliessbar. In der Saugleitung O liegt eine Schraubenfeder, die das ugventil s offen zu halten strebt; dieser Federdruck wird durch Bolzen von kreuzförmigem Querschnitte (Fig. 332 bis 334) auf das Drucktil d übertragen, so dass, sobald die Wirkung jener Schraubenfeder ht aufgehoben wird, die Saugleitung offen, die Druckleitung dagegen schlossen ist. Ehe nun der Pumpenkolben niedergeht, müssen die entile s und d umgesteuert werden, damit die Oelladung dem Ventil-

raume von E zugeführt werden kann; diese Umsteuerung wird durch das Senken des Hebels H_2 gleichfalls bewirkt. Das Stängelchen des Druckventils d ist zu dem Zwecke weit nach rechts verlängert (Fig. 334). Zunächst sitzt auf demselben ein konischer Bund k; dann greift dasselbe durch den oben erwähnten Schlitz der Spindel von E hindurch und ragt schliesslich rechts etwas aus dem Ventilgehäuse heraus, hier in einem kleinen Kopfe l endigend. Der Zapfen Z ist auch nach rechts verlängert und trägt hier ein Röllchen r. Geht Z nieder, so drückt r den zweiarmigen Hebel M zur Seite; die am untern Ende desselben angebrachte Nase n legt sich daher an den erwähnten Kopf l an, drückt ihn nach links und steuert damit die Ventile s und d um. Kurz darauf ist Z am unteren Ende der Schlitze angelangt, drückt also K nach unten und öffnet E. Der Arbeitskolben der Maschine befindet sich in diesem Augenblicke etwa im äusseren todten Punkte, beginnt also zu saugen. Demzufolge wird durch das Rohr L Luft herbeigesaugt, die sich mit dem vom Kolben K herübergedrückten Benzin, welches zufolge des konischen Bundes k in einer Kegelfläche hereinsprüht, sättigt und durch das Ventil E und Rohr Q in den Cylinder gelangt. Wie daraus hervorgeht, wird also das Benzin nicht vergast, sondern in sehr fein vertheiltem Zustande der Luft beigemengt. Im Flansche des Rohres Q ist eine Rinne vorgesehen, die etwa stellenweise überflüssiges Oel zurückhalten und für weitere innige Mischung der Ladung dienen soll.

Eine beachtenswerthe Regulierung der Maschine ist vorgesehen und hierbei der Grundsatz befolgt worden, die Speisung abzustellen, sobald die Umdrehungszahl zu stark wächst. In diesem Falle ist es also erforderlich, die Ventile s und d in der in Fig. 334 gezeichneten Stellung zu belassen; die Oelpumpe saugt alsdann Oel und drückt es in die Leitung zurück. An der Stelle, wo der Kopf l aus dem Ventilgehäuse heraustritt, ist ein kleiner Schieber p angeordnet, der vom Regulator mittels des Hebels q verstellt werden kann (Fig. 333 und 335). In diesem Schieber befindet sich ein Schlitz, durch den der Kopf l, unbehindert von einer Bewegung des Schiebers, hindurchtritt. Ausserdem ist aber p an einer Stelle t soviel verstärkt, dass t und das vordere Ende von l in einer Vertikalebene liegen. Schiebt nun der Regulator den Schieber p nach links (Fig. 334), so wird die Nase n des Hebels N nicht mehr den Spindelkopf l, sondern die Erhöhung t treffen, mithin keine Umsteuerung der Ventile s und d bewirken können. Der stählerne Hebel M ist dabei biegsam genug, um die zufolge der Wirkung des Röllchens r eintretende Durchbiegung zu vertragen.

Die Zündung der angesaugten und verdichteten Ladung wurde mittels eines Schiebers bewirkt, welcher von einem Daumen der Steuerwelle W bewegt und von einer Feder zurückgedrückt wurde; dieser etwas verwickelte Schieber arbeitete ähnlich wie derjenige der Deutzer Firma.

Das Austrittsventil der Maschine bot keine Besonderheiten dar.

Die ganze Anordnung Spiel's war so beachtenswerth wie neu, wenn auch nicht einfach. Die Maschine, welche ich im Betriebe sah, arbeitete zuverlässig und gleichmässig; dasselbe bestätigt die Kommission für Kraftmaschinenprüfung bei Gelegenheit der Kleingewerbeausstellung in Nürnberg 1885. Die Abmessungen der hier geprüften Maschine waren: Durch-

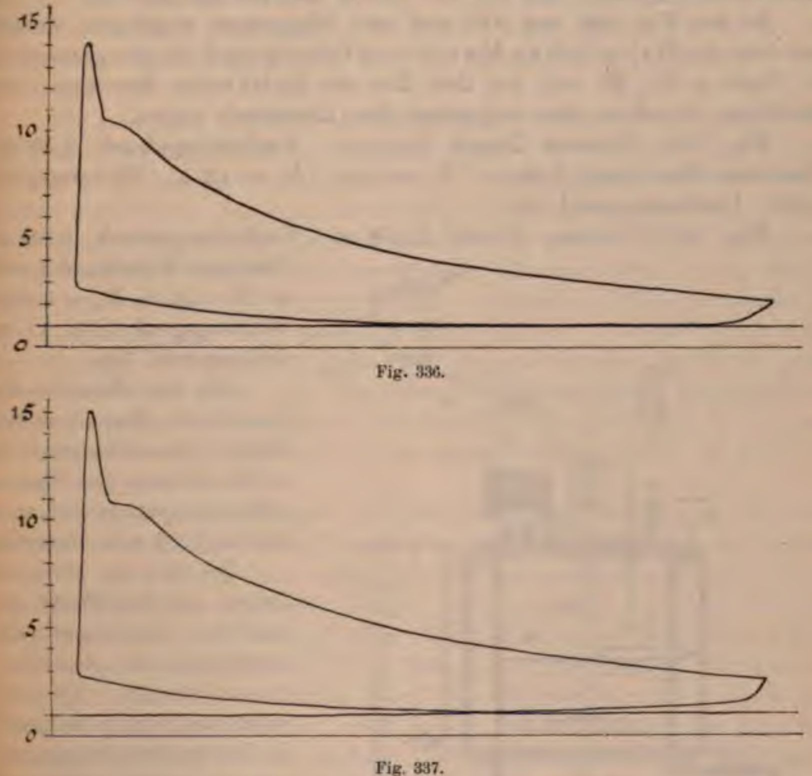


Fig. 336.

Fig. 337.

messer 150 mm, Hub (soweit messbar) 280 mm, Oelgefäss 250 mm Durchmesser. Die Maschine leistete während 97 Min. durchschnittlich 2,653 Pferdest. gebr.; grösste Leistung während 12 Min. 3,0 Pferdest. gebr. Oelverbrauch in 99 Min. (einschl. 2 Min. zum Anlassen) 3,18 kg, daher Verbrauch für e und h 0,727 kg oder (bei 0,72 spec. Gew.) ∞ 1 l. Der Spiritusverbrauch der Zündflamme und der Kühlwasserverbrauch wurden nicht gemessen. Mittlere Umdrehungszahl 222, beim Leerlaufe 227—231.

Eine ähnliche Untersuchung wurde auf der Kleingewerbeausstellung zu Halle a. S. 1885 von einer Kommission des dortigen Gewerbevereins ausgeführt. Eine Maschine gleicher Abmessungen lief 4 Stunden lang

mit durchschnittlich 224,2 Umdrehungen und leistete 3,28 e bei einem Verbrauche von 0,625 kg oder 0,88 l für die Pferdest. und St. Der Spiritusverbrauch betrug 70 g.

Endlich sind noch im Technol. Gewerbemuseum in Wien (Mittheilungen 1886, Nr. 17) Versuche gemacht worden. Bei 2,88 e ergab sich ein Verbrauch von 0,7 kg; Umdrehungszahl 204. Stündlich wurden 252 l Kühlwasser gebraucht, das mit 12° eintrat und mit 45° abfloss.

In den Fig. 336 und 337 sind zwei Diagramme abgebildet, welche mir von der Halle'schen Maschinenfabrik und Eisengiesserei in Halle a. S., die sich mit dem Bau der Spiel'schen Maschinen beschäftigte, denselben aber aufgegeben hat, übermittelt wuden.

Fig. 336: Grösster Druck 14,12 at. Verdichtungsdruck 2,76 at. Nutzbarer Mitteldruck 3,66 at. $N_i = 5{,}6$ e. $N_e = 4{,}6$ e. Wirkungsgrad 0,82. Umdrehungszahl 160.

Fig. 337: Grösster Druck 15,08 at. Verdichtungsdruck 2,86 at. Nutzbarer Mitteldruck 3,965 at. $N_i = 6{,}5$ e. $N_e = 4{,}83$ e. Wirkungsgrad 0,74. Umdrehungszahl 168.

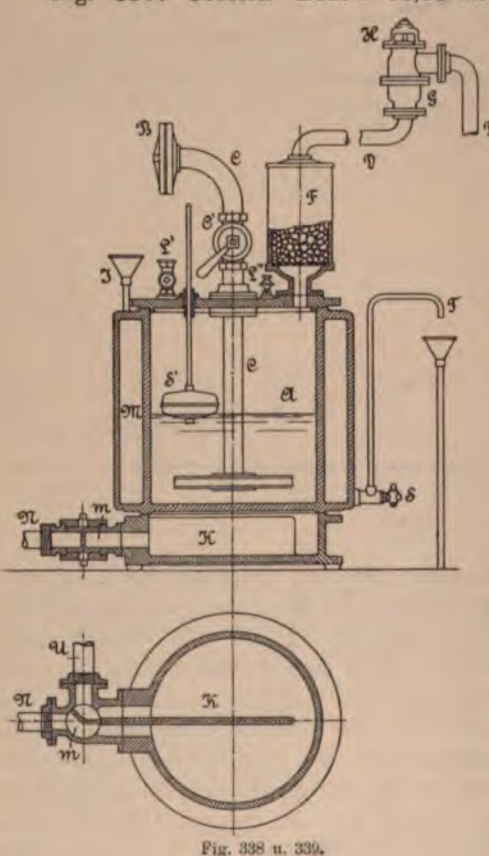


Fig. 338 u. 339.

Die zum Betriebe der Spiel'schen Maschinen verwendete Brennflüssigkeit ist im Handel unter dem Namen „Petroleumnaphta" bekannt und hat 0,72 spec. Gewicht.

Bei den vor etwa 12 Jahren auf den Markt gebrachten Benzingaskraftmaschinen der Gasmotorenfabrik Deutz, welche im Princip im Laufe der Zeit eine Aenderung nicht erfahren haben, erfolgt die Bildung der Ladung bezw. der karburirten Luft in umgekehrter Weise als bei Spiel, indem hier die Luft durch das Benzin hindurch gesaugt wird.

Der Benzingaserzeuger mit seinem Zubehör ist in den Fig. 338 und 339 dargestellt. Das dicht ver-

hlossene Benzingefäss A ist mit einem Wassermantel M versehen, in
elchen beim Anlassen oder bei sehr niedriger Aussentemperatur warmes
asser zur Beförderung der Verdunstung eingelassen werden kann;
gebenen Falls lässt sich hierzu auch das ablaufende warme Kühlwasser
nutzen. Das Wasser tritt durch J ein und durch T aus; zur Entlee-
ng des Mantels (bei Frost!) dient der Hahn S. Behufs Einfüllung von
enzin öffnet man die Hähne L' und L'' und füllt durch L' ein, während
e Luft durch L'' entweicht; die Hähne sind dann sofort wieder zu
hliessen. Ein Schwimmer S' lässt die Menge des vorhandenen Benzins
kennen.

Die Luft wird während der Saugperiode der Maschine durch die mit
gmaschigem Drahtgewebe versehene Brause B' und Rohr C herbeige-
hrt; in letzteres ist ein Absperrhahn C' eingeschaltet. Die vom Benzin-
fäss zum Motor führende Rohrleitung D ist mit verschiedenen Sicher-
itsorganen ausgerüstet. Der mit Kieselsteinen gefüllte Topf T verhindert
le Möglichkeit des Zurückschlagens einer Flamme nach A; ein Rück-
hlagventil G dient dem gleichen Zwecke, während das Sicherheitsventil H
e Rohrleitung im Falle einer Explosion schützt. Um die Verdunstung
s Benzins zu befördern, können die heissen Abgase des Motors ganz
ler zum Theil durch den gusseisernen Untersatz K des Benzingefässes
leitet werden; man reguliert dies durch Hahn m, welcher in der ge-
ichneten Stellung die von U kommenden Abgase durch K nach N
römen lässt.

Der Motor selbst arbeitet wie gewöhnlich im Viertakt. In Fig. 340
t eine Seitenansicht mit den Steuerorganen wiedergegeben. Von der Steuer-
elle H aus, welche halb soviel Umdrehungen als die Kurbelwelle macht,
erden alle Steuerungstheile bewegt; auch empfängt von hier aus der
egulator R, welcher mittels eines Winkelhebels den Reguliernocken z
eherrscht, seinen Antrieb. Fig. 341 giebt eine hintere Stirnansicht,
'ig. 342 einen Vertikalschnitt durch den Cylinder wieder. Mittels des
rwähnten Reguliernockens z wird bei gegebener Stellung das Regulier-
entil Z geöffnet; bei zu raschem Gange unterbleibt dessen Eröffnung.
Durch dieses Ventil tritt nun das durch Leitung D und Absperrhahn L
erbeiströmende Benzingas zum Ventilkasten V, während die Luft durch
einen Ansaugetopf, Rohrleitung Q und Absperrhahn B nach V gelangt;
das selbstthätige Einlassventil W lässt dann die so gebildete Ladung in
den Cylinder eintreten. Das nicht gezeichnete Auslassventil wird vom
Nocken f mittels eines Hebels u bethätigt; auch hier ist die schon er-
wähnte Einrichtung zum Zwecke des Anlassens getroffen, dass die an u
itzende Rolle verschoben werden kann, so dass auch der schmale Nocken f'
zur Wirkung gelangt, das Austrittsventil somit bei jedem Rückhube
geöffnet wird. Da ferner beim Anlassen sich der Reguliernocken z
ausser dem Bereich des die Oeffnung des Regulierventils Z bethätigenden

Hebels g befindet, ist eine Klinke y angeordnet, welche mittels eines Stiftes x den Hebel gg′ hoch hält, so dass Z etwas geöffnet ist; ist der

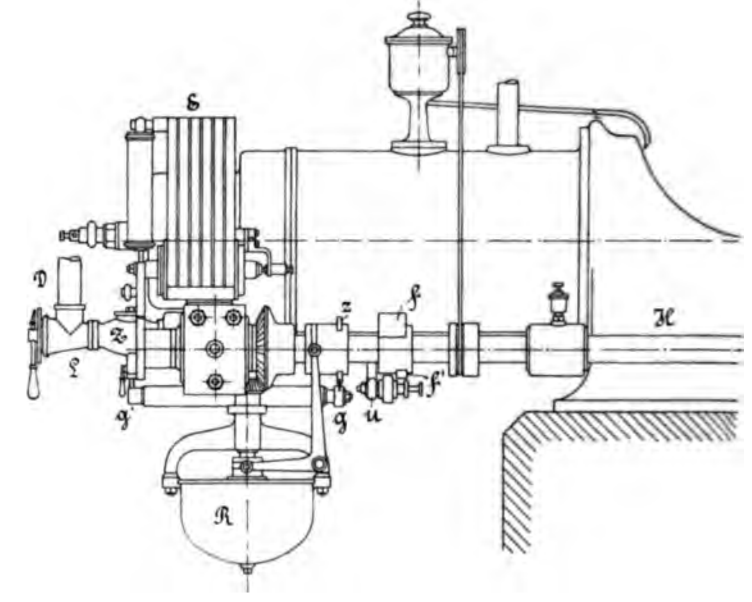


Fig. 340.

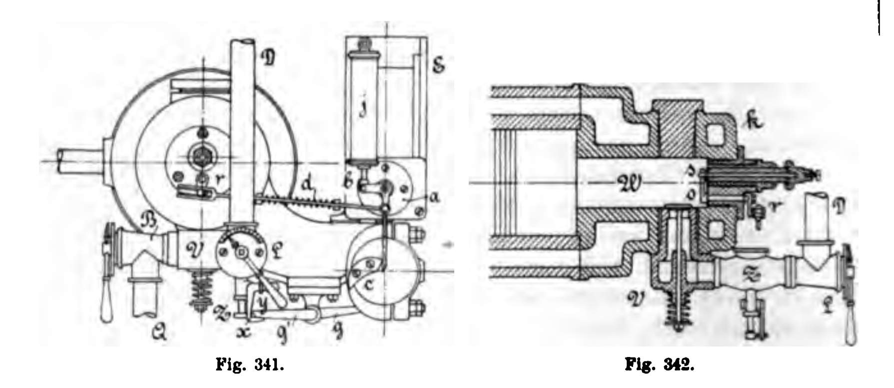


Fig. 341. Fig. 342.

normale Gang erreicht, so hebt Nocken z den Hebel gg′ an und die Klinke y fällt von selbst zurück.

Die Zündung der Ladung erfolgt durch einen von einem magnetelektrischen Apparat E erzeugten Funken; E besteht aus zwölf Magnetstäben, zwischen deren Polschuhen eine Induktionsrolle parallel Welle H drehbar gelagert ist. Auf der Axe der Rolle sitzt ein Winkelhebel ab,

welcher durch eine Feder j im Sinne einer Linksdrehung beeinflusst wird. Der Arm a wird nun durch einen am Ende der Steuerwelle sitzenden Daumen c allmälig nach rechts gedrückt, bis er frei wird und zurückschnappt; dieser Vorgang erfolgt im inneren Todpunkte, im Augenblicke vollendeter Kompression. Bei der hierdurch veranlassten raschen Drehung der Induktionsrolle wird in ihrer Wicklung ein Strom erzeugt, welcher einerseits durch einen isolirten Draht nach dem stählernen, 5 mm starken, mittels isolirender Porcellanhülse in den hinteren Cylinderdeckel k eingesetzten Kontaktstift s, andererseits durch den Maschinenkörper selbst nach dem Kontakthebel v geleitet wird. Die Axe des im Inneren des Cylinders liegenden Hebels v geht luftdicht durch den Deckel und trägt aussen einen zweiten Hebel r, dessen Zapfen von der Gabel einer an Hebel a angehängten Stange erfasst wird; die Zugfeder d sichert ein stetes Anliegen des Kontakthebels v am Kontaktstift s. Sobald nun die Induktionsrolle die beschriebene rasche Drehung erfährt, wird v rasch von s abgehoben, der Kontakt also unterbrochen und damit ein kräftiger Funke erzeugt, welcher die Ladung im hinteren Todpunkte sicher entzündet.

In Fig. 343 ist ein Diagramm eines 8 pf. Motors abgebildet, zu welchem zu bemerken ist, dass die (absolute) Kompressionsspannung



Fig. 343.

3,5 at, der Explosionsdruck ca. 14,5 at beträgt. Die Kompression ist im Laufe der Zeit gesteigert worden; frühere Diagramme zeigen nur 3 at Kompressions- und 11 at Explosionsdruck.

Die Preise der Motoren sind annähernd die gleichen wie diejenigen der Gasmotoren. Die Benzingasapparate kosten ab Fabrik

für	1	2	3	4	5	6	8	10 Pfst.
	300	300	350	400	400	500	500	650 Mark.

Hier sei noch erwähnt, dass elektrische Zündapparate, welche nach demselben Princip wie der oben beschriebene wirken, in ausgedehnter Weise für alle Motorgrössen von Rob. Bosch in Stuttgart hergestellt werden.

Die Daimler'schen Benzinmotoren, welche von der Daiml Motoren-Gesellschaft in Cannstatt gebaut werden, haben anschein

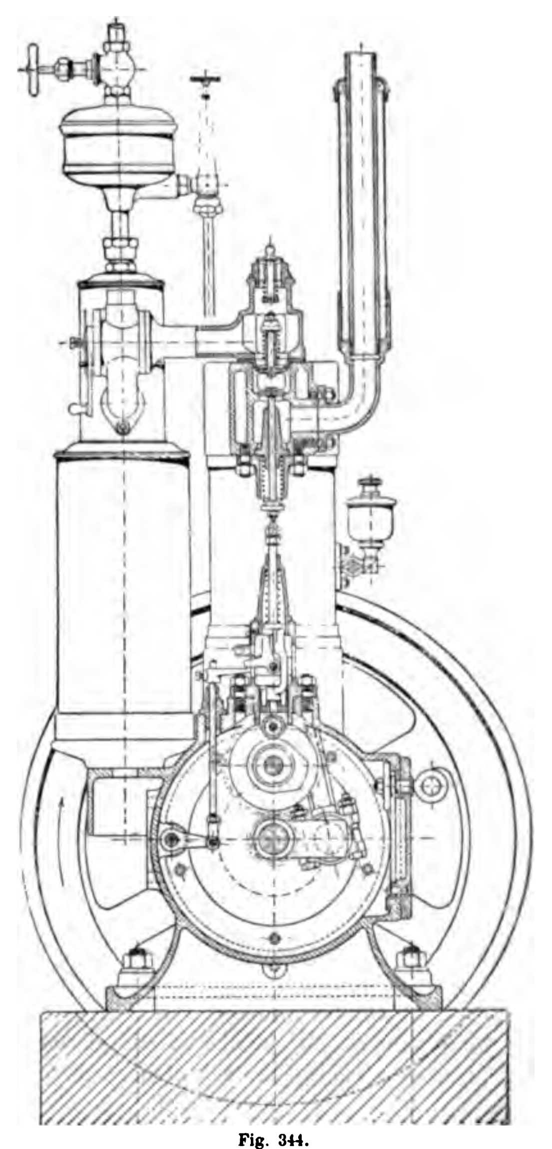


Fig. 344.

die Form mehrfach gewechselt, soweit aus Veröffentlichungen en werden kann; nähere Mittheilungen waren leider nicht zu erlangen. Wirkung der Motoren beruht auf dem Daimler im Jahre 188

ilten D. R. P. 28022, welches sich wesentlich auf das offene Zündrohr
ieht, das wegen seiner Einfachheit und Bequemlichkeit heute von fast

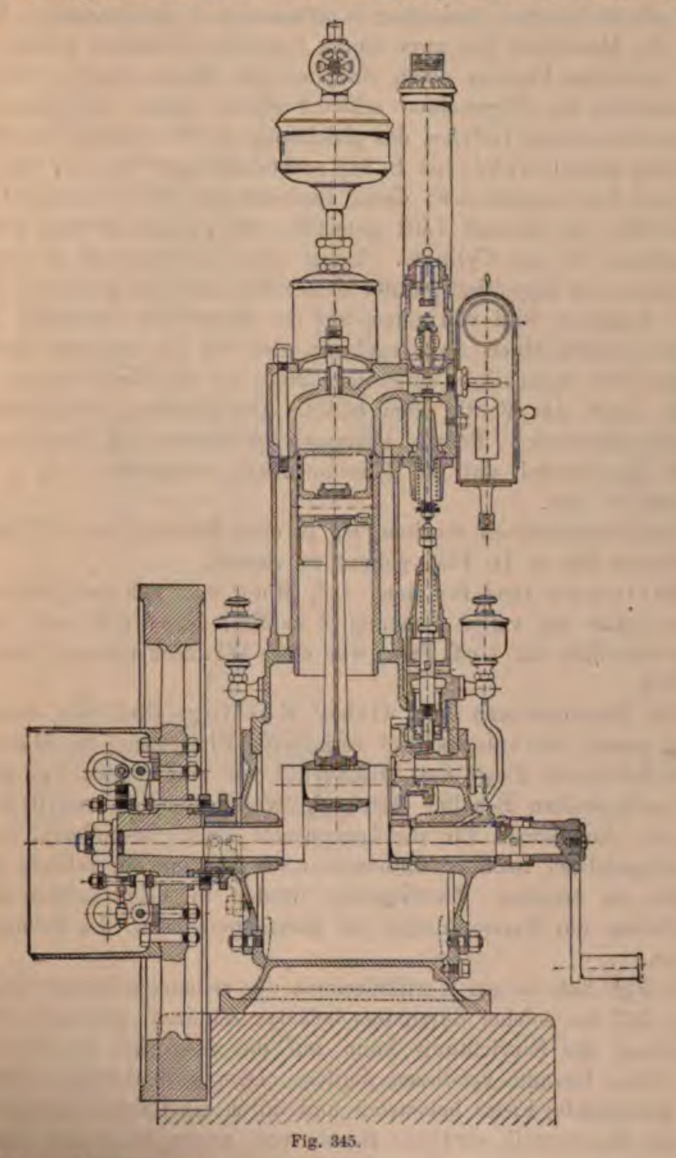


Fig. 345.

en Motorenfabrikanten acceptirt ist.

Freytag veröffentlichte 1894 in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. S. 818
en Bericht üb... ...n Chicago ausgestellt gewesenen Daimler-

Motoren, dem wir die Fig. 344 und 345 entnehmen. Die Firma scheint sich mehr der Konstruktion specieller Motoren für Automobilwagen und Boote als derjenigen stationärer Kraftmaschinen zuzuwenden. Während früher die Maschinen mit zwei schräg liegenden Cylindern gebaut wurden, zeigen genannte Figuren einen eincylindrigen Motor, dessen Einrichtung aus denselben im Allgemeinen erkannt werden kann. Das Benzin wird in einem besonderen Gefässe, das gleichzeitig als Verdampfer arbeitet (gute Abbildung siehe Lieckfeldt S. 51) aufbewahrt und von hier mittels vorgewärmter Luft entnommen; dieser Benzindampf wird in einem Gemischregulierhahn mit frischer Luft gemischt und gelangt alsdann durch das Einlassventil in den Cylinder. Ueber dem Einlassventil ist noch ein Sicherheitsventil angeordnet; unter demselben sitzt das gesteuerte Auslassventil. Letzteres wird von einem auf der Steuerwelle sitzenden Daumen gesteuert; durch einen Axenregulator wird bei zu raschem Gange der Maschine eine Sperrklinke unter eine Nase an der Ventilstange gerückt, so dass somit das Ventil offen bleibt. Die Zündung erfolgt durch das bekannte Zündrohr. Behufs bequemen Anlassens ist eine selbstauslösende Handkurbel auf die Maschinenwelle aufgesetzt. S. a. Musil III. Aufl. S. 221.

Eincylindermotoren scheinen bis zu einer Leistung von 6 Pfst., Zwillingsmotoren bis zu 10 Pfst. gebaut zu werden.

Hartmann fand für einen 4pf. Motor von 175 mm Bohrung und 280 mm Hub bei voller Leistung $n = 220$, $N_e = 3{,}25$ und 0,605 kg Benzin stündlich für 1 eff. Pfst., was einer Wärmeausnützung von 9,7 % entspricht.

Die Benzinmotoren von Gebr. Körting sind wie deren Gasmotoren gebaut, mit entsprechend veränderter Einrichtung des Mischventils. Das Betriebsbenzin fliesst dem Mischventil von einem etwa 2 m über dem Boden aufgestellten Behälter durch ein Kupferröhrchen von 6 bis 8 mm Weite zu; das Benzin für die Lampe soll einem besonderen, etwa 4 m hoch aufgestellten Behälter entnommen werden, um ein ruhiges Brennen derselben zu erzielen. Zweckmässig werden in beide Leitungen Filter eingeschaltet, um Verstopfungen des Zerstäubers bezw. des Brenners vorzubeugen.

In Fig. 346 ist ein Vertikalschnitt des stehenden Motors (Klasse J), in Fig. 347 ein solcher durch das beheizte Zündrohr gegeben; bezüglich Erläuterung der Einrichtung kann auf das oben bei den Gasmotoren dieser Firma Gesagte verwiesen werden. Dem selbstthätigen, durch eine (nicht gezeichnete) Feder belasteten und durch ein Rückschlagventil c geschützten Mischventil wird das Benzin von unten durch eine feine Bohrung b zugeführt. Diese Bohrung f ist durch ein kleines Ventil verschlossen, auf dessen Axe ein cylindrischer Kolben für den Zutritt der Luft und oben noch ein Scheibenkolben sitzen; bei eintretender Saug-

wirkung hebt sich alsdann das Ventil und das Gemisch gelangt in den Cylinder. Das Benzin spritzt bei diesem Vorgange gegen den oberhalb angeordneten Teller und wird durch die zutretende Luft fein zerstäubt.

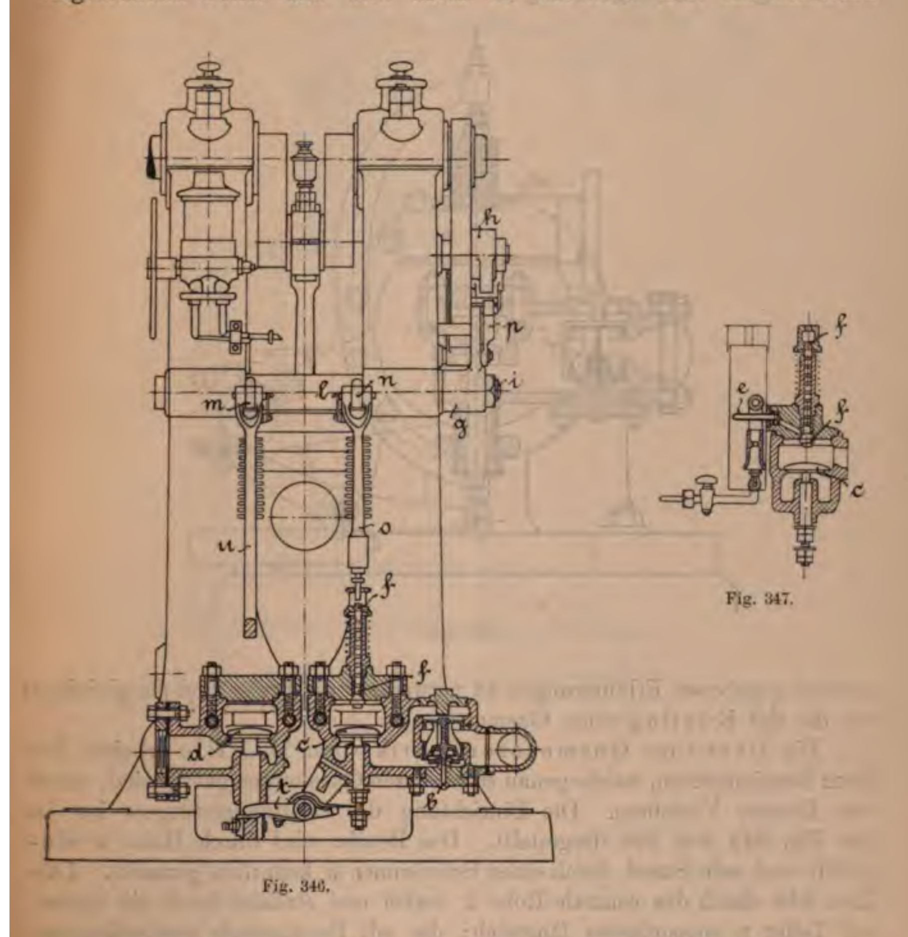


Fig. 346.

Fig. 347.

Auch die liegenden Motoren (Klasse N) unterscheiden sich von den liegenden Gasmotoren nur durch die Einrichtung des Mischventils. Der in Fig. 348 gegebene Schnitt durch das Mischventil f und Rückschlagventil b ist nach Vorstehendem ohne weiteres verständlich.

Im Bayer. Ind. u. Gew. Blatt 1897 Nr. 35 findet sich eine Notiz über einen Versuch eines Körting'schen 6 pf. Motors mit Spiritusbetrieb. Der verwendete Spiritus hatte 93 Gewichtsprocente Alkohol und wog $\gamma = 0{,}8149$. Die Leistung betrug 9,933 Pfst., der Verbrauch pro Pfst. tündlich 0,49 l. An Kühl wurden bei 58° Ablauftemperatur pro

Pfst. 21,86 l gebraucht. Der Brennstoff kostete pro Pfst. knapp 10 Pf. gegenüber 9 Pf. bei Petroleum.

Bezüglich der Regulierung dieser Motoren ist auf die bei den Gas-

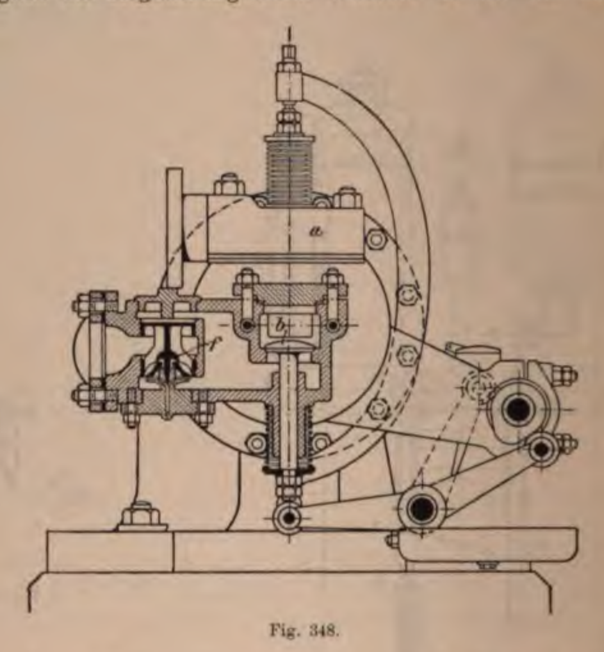


Fig. 348.

motoren gegebenen Erläuterungen zu verweisen; die Preise sind die gleichen wie die der Körting'schen Gasmotoren.

Die Dresdner Gasmotorenfabrik vorm. M. Hille arbeitet bei ihren Benzinmotoren, welche genau so wie deren Gasmotoren gebaut sind, nach dem Deutzer Verfahren. Die Einrichtung des Benzingaserzeugers ist in den Fig. 349 und 350 dargestellt. Das Benzin wird durch Hahn a eingefüllt und sein Stand durch einen Schwimmer b kenntlich gemacht. Die Luft tritt durch das centrale Rohr k herbei und streicht durch ein unten auf Teller n angeordnetes Haarsieb; die mit Benzinstaub geschwängerte Luft durchströmt den Kiestopf v und gelangt durch die Rückschlagklappen g und f nach dem Motor. Ein Drahtsieb i verhindert das etwaige Zurückschlagen einer Flamme durch Rohr k nach dem Benzinbehälter A und die Rohrleitung E ist durch zwei Sicherheitsklappen l und m geschützt. Bei kälterer Temperatur wird das Benzin vor dem Anlassen durch warmes Wasser, welches man durch r in den Hohlraum c einführt, vorgewärmt; beim Gange können die Abgase z. Th. durch den Raum c geleitet werden.

Die Lutzky'schen Benzinmotoren unterschieden sich von den oben

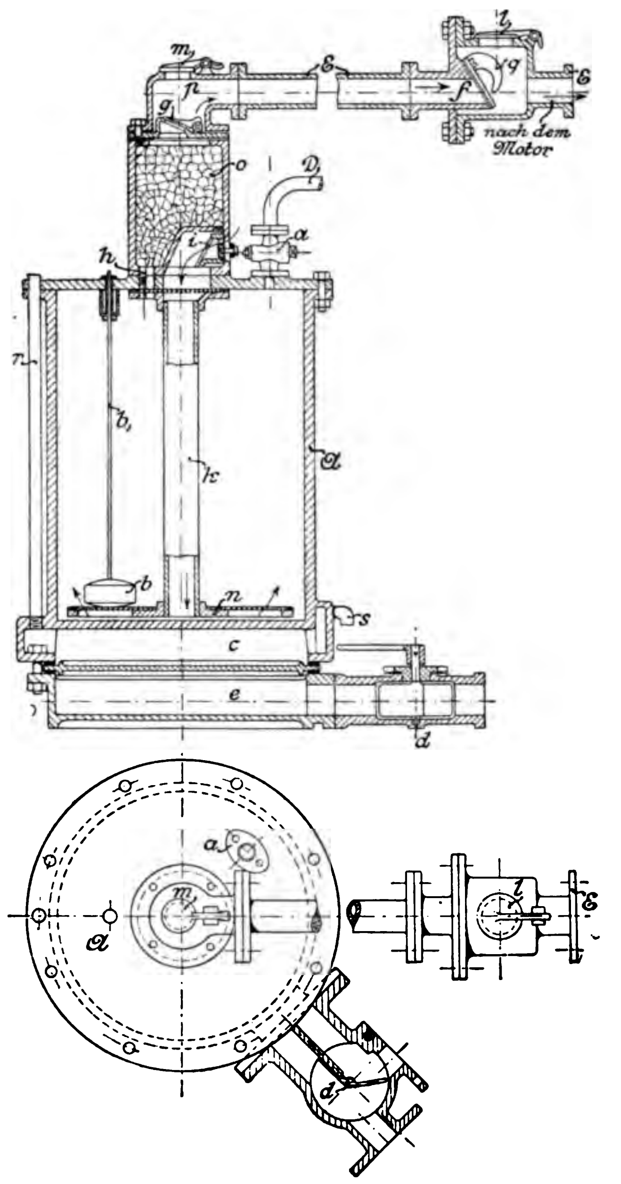


Fig. 349 u. 350.

Weiter ist hier der ersten Konstruktion von Emil Capitaine (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1888 S. 318) zu gedenken, von welcher später noch die Rede ist und welche den Ausgangspunkt für die Grob'schen und Swiderski'schen Motoren gebildet hat.

Die Pariser Ausstellung 1889 wies noch keinen nennenswerthen Fortschritt auf; es waren zwar viele Petroleummotoren ausgestellt, ohne dass jedoch von einem nachhaltigen Erfolge einer der Konstruktionen berichtet werden könnte. Bald darauf jedoch bahnte sich, vornehmlich unter der Führung Englands, eine bedeutende Entwicklung an; wir beschränken uns jedoch auf die folgenden Beschreibungen und Erläuterungen neuerer Konstruktionen, denen folgende allgemeine Erörterungen vorausgeschickt werden mögen.

Die heutigen Petroleummotoren arbeiten fast ausnahmslos im Viertakt und werden sowohl stehend als liegend gebaut. Bezüglich der Bildung der Ladung kann man mit Meyer (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 S. 12) zunächst 2 Gruppen unterscheiden; bei der ersten derselben wird beim Saughube durch das Eintrittsventil eine Mischung von Petroleum und Luft eingeführt, während bei der zweiten das Petroleum mit wenig Luft zerstäubt in den Cylinder gelangt und die Verbrennungsluft hiervon getrennt zugeführt wird. Die erste Gruppe hat daher drei Steuerorgane: ein Petroleumventil (bezw. eine Pumpe), ein Eintritts- und ein Austrittsventil, während sich bei der zweiten ein Zerstäuberventil, ein Luft- und ein Austrittsventil vorfinden. Am wesentlichsten unterscheiden sich beide Gruppen aber in ihren Verdampfungsvorrichtungen. Wie bereits oben erläutert, ist behufs guter und rascher Verbrennung eine äusserst feine Vertheilung des Petroleums in der Luft erforderlich; die Mischung wird nun bei der ersten Gruppe vor Eintritt in den Cylinder, bei der zweiten im Cylinder selbst vorgenommen. Immerhin aber soll im wesentlichen die Mischung aus fein zerstäubtem Petroleum und Luft bestehen, da ein heisses Gemenge von Petroleumdämpfen und Luft starke Detonationen ergiebt und daher unbrauchbar ist. Bei Benutzung von zerstäubtem Petroleum mit Luft werden starke Explosionen vermieden und können höhere Kompressionsgrade, die hier in gleicher Weise wie bei den Gasmotoren erstrebenswerth sind, angewendet werden. Trotzdem haben nun aber alle Petroleummotoren neben den Zerstäubungsvorrichtungen auch noch Verdampfer und zwar aus folgenden Gründen. Eine vollständige Zerstäubung ist kaum erreichbar, mindestens aber bis zur Zündung nicht aufrecht zu erhalten, da das Gemisch bei scharfen Richtungswechseln an Ventilen usw. Petroleum abschleudern wird und ferner wird die beim Saughub blossgelegte Cylinderfläche, deren Temperatur von derjenigen des Kühlwassers nicht weit entfernt angenommen wird, Kondensation von Petroleum und damit Verschmutzung zur Folge haben — beiden Uebelständen wird durch Anwendung einer gewissen Verdampfung zum grossen Theil begegnet

en beiden bezeichneten Gruppen von Motoren haben die Verdampfer ber, wie erwähnt, verschiedenen Bedingungen zu genügen. Für die Verampfer der ersten Gruppe ist die Forderung zu stellen, dass die Verampfung des Petroleums genüge, um Kondensationen zu verhüten, ndererseits aber Detonationen zu vermeiden sind. Beim Leerlauf (Austzer) wird der Verdampfer naturgemäss leicht zu kalt; hat er für Leeruf die richtige Temperatur, so ist er bei Belastung zu heiss und ergiebt tösse. Diese Verdampfer werden sowohl direkt (durch die sogen. Lampen) ls auch durch die Explosionswärme beheizt, dürfen aber keinesfalls rothlühend sein. Dagegen können die Verdampfer der zweiten Gruppe, durch elche nicht die ganze Mischung, sondern nur das mit etwas Luft zeräubte Petroleum hindurchgeführt wird, stark beheizt und rothglühend rhalten werden. Eine Abscheidung von Petroleum und Bildung von heer im Verdampfer steht nicht zu befürchten, sowenig wie Vorzündungen, a erst bei der Kompression die Mischung vollendet wird.

Eine dritte Gruppe von Motoren, vornehmlich englischen Ursprungs, rbeitet so, dass in den Cylinder reine Luft eingesaugt, dagegen das etroleum direkt (ohne Luft) in den Kompressionsraum eingespritzt wird. as Petroleum verdampft an den heissen Wänden des Kompressionsraums nd mischt sich mit den hier verbliebenen heissen Verbrennungsprodukten. Vährend der Kompression tritt die reine Luft in den Kompressionsraum n und es bildet sich nach und nach die Ladung, welche zu Ende dieser eriode zündfähig wird. Der Kompressionsraum selbst erfährt keine äussere eheizung, sondern wird nur durch die Explosionsvorgänge heiss erhalten, agegen aber auch nicht durch Wasser gekühlt.

Als Zündorgan dient bei den Petroleummotoren ausschliesslich das ündrohr, bei den zwei letzten Gruppen von Motoren dient sogar meist er Verdampfer selbst als solches; das gesteuerte Zündrohr macht Vorindungen fast unmöglich und ermöglicht, zur Zeit der Zündung entprechendes Gemisch rasch und reichlich einzuführen.

Die Regulierung erfolgt bei diesen Motoren meist durch Aussetzer, ber nicht in der Art, wie meist bei Gasmotoren, sondern so, wie Körting guliert, nämlich durch Absperrung des Petroleum- und des Luftzutrittes nter Eröffnung des Austrittsventils. Das Ansaugen von Luft bei Austzern muss im Hinblick auf die dadurch veranlasste Abkühlung verieden und dürfen nur heisse Abgase zurückgesaugt werden. Besser noch t die Deutzer Regulierungsart, bei welcher bei Aussetzern nicht ein oder ehrere volle Viertaktspiele erforderlich sind (siehe die später beschriebene eutzer Membransteuerung).

Wir gehen nunmehr auf die Beschreibung der heute in ausserordentcher Reichhaltigkeit vorhandenen und stark verbreiteten neueren Petroleumraftmaschinen über.

Die Petroleumkraftmaschinen stehender Anordnung (Modell H) Gasmotoren-Fabrik Deutz werden in 8 Grössen, von 1 bis 12 l gebaut. Die Kurbelwelle liegt unten, die Steuerung ist die oben be erwähnte Membransteuerung und zur Entzündung der Ladung dient kanntlich eine (offene) Glührohrzündung. Fig. 351 zeigt die äussere

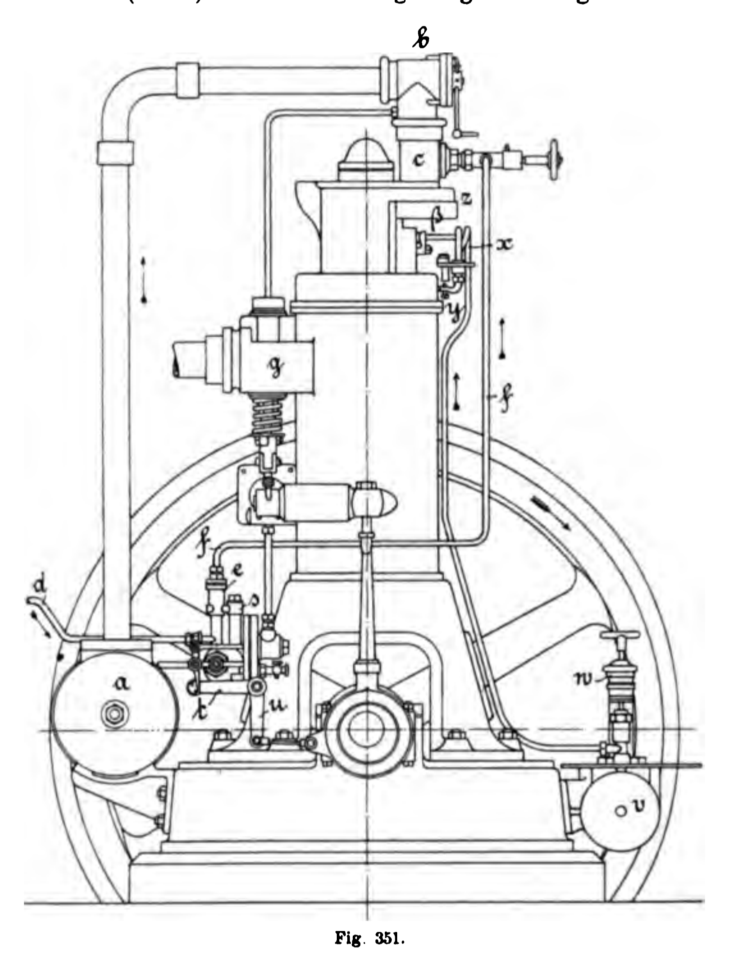


Fig. 351.

sicht der Maschine. Die Luft wird durch den Ansaugetopf a und im Cylinderdeckel central angeordnete selbstthätige Einlassventil währ des ganzen Saughubes in den Cylinder gesaugt; ihre Menge lässt durch Hahn b regeln. Im Raum c trifft die Luft mit dem durch Brause eingespritzten Petroleum zusammen, welches an den heissen Wä des unterhalb c angeordneten Verdampfers z rasch verdampft wird.

etriebspetroleum fliesst aus einem (nicht gezeichneten) Behälter durch das öhrchen d der Pumpe e zu, welche es durch die Leitung f nach der wähnten Brause drückt; bei jedem Saughube wird immer die gleiche lenge Petroleum zugeführt.

Die einzigen beiden gesteuerten Organe sind das Auslassventil g und ie Petroleumpumpe e, welche von einem Excenter in Verbindung mit em bekannten Pendelregulator bethätigt werden. Diese Steuerung, welche einerlei geräuschvolle Zahnräder aufweist, schaltet bei zu raschem Gange ie Pumpe aus und hält das Auslassventil zu, so dass also die Verrennungsgase hierbei komprimirt und expandirt werden; bei Aussetzern erden somit die Wandungen nicht durch angesaugte Luft unnöthig abekühlt und es wird einer Kondensation von Petroleumdämpfen thunlichst orgebeugt. Diese Steuerung hat ferner neben ihrer Einfachheit den beierkenswerthen Vorzug, dass zwischen zwei Arbeitsperioden gegebenenlls nur zwei Aussetzerhübe (eine Umdrehung) eingeschaltet werden, ährend bei allen Konstruktionen mit Steuerwelle naturgemäss vier solcher übe eingeschaltet werden müssen; die Regulierung ist hier also eine äcisere, die Gleichförmigkeit eine grössere, die Abkühlung eine geringere.

Die Wirkungsweise der Steuerung wird durch die Fig. 352 und 353 her erläutert. Von dem Excenter wird ein Hebel h in regelmässige hwingungen versetzt, welcher bei der in Fig. 352 gezeichneten Stellung · einzelnen Theile die Stange des Auslassventils g erfasst und dieses ıet. Dieses Oeffnen darf nun folgerichtig nur bei jeder zweiten Umhung erfolgen; um dies zu erreichen, ist das untere Ende der Ventilnge gelenkig gestaltet und es wird dieser Theil (der Stichel) während Kompressionshubes zur Seite gezogen, das Ventil g also nicht geöffnet. ›s wird dadurch bewirkt, dass der Stichel durch eine kleine Zugstange einer Membran i aus weichem Kalbleder in Verbindung gebracht ist. r Raum zwischen der Membran und ihrem Gehäuse k steht durch eine ge Leitung l mit der Luftleitung vor c in Verbindung; bei der Saugkung (Luftverdünnung) wird somit die Membran und mit ihr der chel nach links gezogen. Die den Stichel bethätigende Schneide m zt direkt am Hebel h; am linken Ende des Letzteren ist der einen inkelhebel bildende Pendelregulator n o angebracht, welchen eine Feder mit o an einen Anschlag am Hebel h zu legen strebt. Wird die ormale Geschwindigkeit überschritten, so schwingt das Gewicht n zu weit s und drückt mittels einer Nase r den Stichel zur Seite, verhindert so die Eröffnung des Auslassventils. Diese Stellung ist durch Fig. 353 rdeutlicht. Verringert sich die Umlaufgeschwindigkeit des Motors, so rd die Nase r wieder zurückgezogen und das normale Spiel beginnt.

Die Zurückführung der Membran wird durch eine kleine Spiralfeder terstützt. Mittels der Feder p lässt sich die Geschwindigkeit innerhalb wisser Grenzen variiren.

In ganz ähnlicher Weise, unter Benutzung einer zweiten im Gehäuse untergebrachten Membran, wird mittels des Winkelhebels t u die Petroleum pumpe gesteuert (Fig. 351); wird die Membran zufolge Luftverdünnung in Luftsaugrohr zurückgezogen, so tritt die Pumpe in Wirksamkeit.

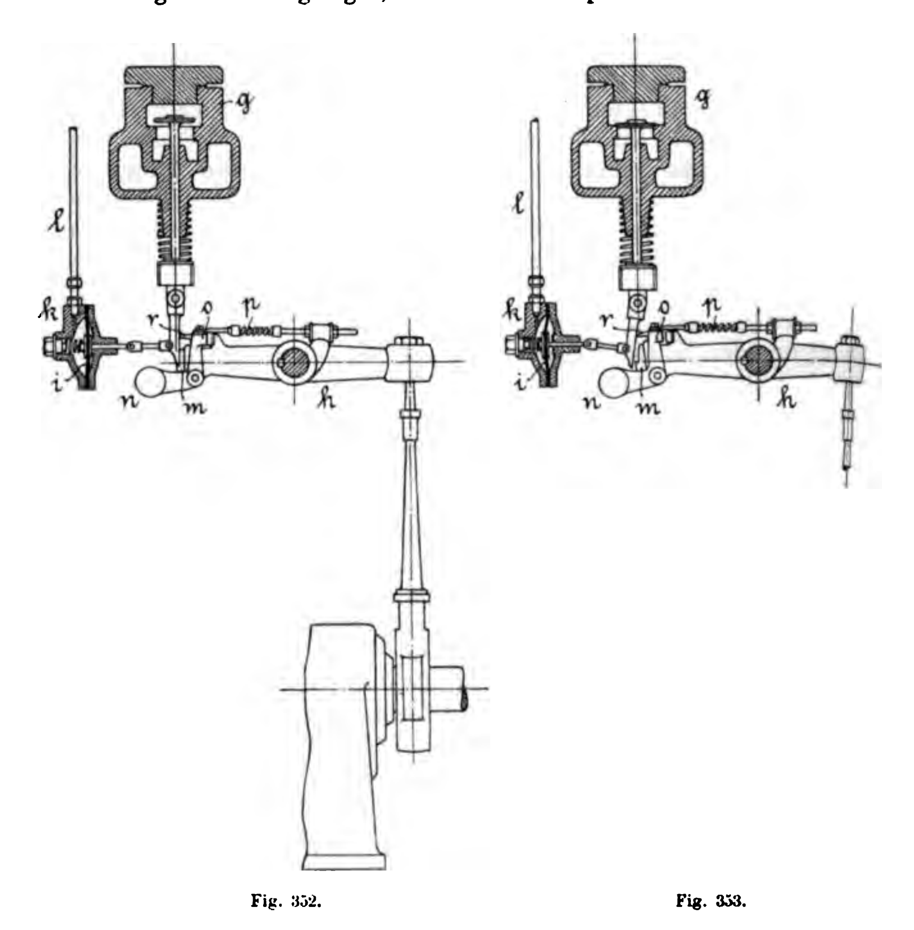


Fig. 352. Fig. 353.

Diese äusserst sinnreiche Steuerung funktionirt sehr präcis und ohne Anstände.

Für die Beheizung des Verdampfers z und des Zündrohrs β dien gleichfalls Petroleum, welches dem Brenner aus einem Behälter v, de durch eine Handpumpe w unter 3 at Druck gehalten wird, zufliesst; B hälter und Pumpe sind seitlich am Gestell angebracht. Das durch e Regulierventil zum Brenner führende Rohr ist bei x um das Zündro herumgewunden; in dieser Schlangenrohrvergaser genannten Partie v

ımpft das Petroleum und strömt aus einer feinen Oeffnung bei y aus, isst in einem injektorartig wirkenden Trichter Luft mit sich und brennt i normaler Funktion mit blauer Flamme um das Glührohr herum. Des eiteren beheizt diese Flamme noch den Schlangenrohrvergaser x und n Verdampfer z.

Zur Ingangsetzung dieser Maschinen müssen der Brenner und das ündrohr vorgewärmt werden, zu welchem Zwecke eine Spirituslampe beiegeben ist. Nachdem man die Oeffnung y des Brenners gereinigt und en Petroleumbehälter sowie den Drucktopf v mit Petroleum gefüllt und ittels der Handpumpe w den Druck von 3 at erzeugt hat, entzündet an die Vorheizlampe. Ehe die Letztere ganz ausgebrannt ist, öffne an das Regulierventil am Drucktopf v, so dass bei y Petroleumdämpfe ustreten, welche mit blauer, nicht gelber (russender) Flamme brennen üssen. Diese Flamme heizt nun den Verdampfer z und das Glührohr β tsprechend an. Dieses Vorheizen erfordert je nach der Grösse des otors 10 bis 25 Minuten. Man öffne nun das an der Petroleumbrause geordnete Probirventil und pumpe von Hand (mittels eines entsprechenn Handgriffs am Hebel der Petroleumpumpe) Petroleum herzu, bis eses aus dem Probirventil austritt; alsdann ist die Maschine fertig zum ılassen.

Die folgende Tabelle giebt Aufschluss über Preise, Gewichte etc. eser Petroleummotoren für Gewerbebetriebe.

Effektive Leistung		1	2	3	4	6	8	10	12
utliche Umdrehungszahl		300	300	300	300	300	300	300	300
is des Motors	M.	1300	1800	1850	2200	2800	3200	3900	4350
wicht des Motors	kg	550	700	850	1000	1200	1450	2000	2100
rchmesser d. Schwungrades	mm	1000	1100	1150	1250	1300	1325	1450	1450
eite des Motors	"	950	1050	1150	1250	1350	1500	1700	1700
nge " "	"	1100	1200	1250	1350	1400	1450	1550	1550
öhe " "	"	1250	1350	1400	1550	1650	1850	1950	1950

Aus Hartmann's Versuchen (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 401) t zu entnehmen, dass ein liegender Deutzer Petroleummotor von 155 mm ohrung und 240 mm Hub bei halber Leistung $n = 232$, $N_e = 2{,}09$ und nen stündlichen Petroleumverbrauch für 1 Pfst. von 0,787 kg bei 32 % ussetzern, bei ganzer Leistung $n = 229$, $N_e = 4{,}0$ und 0,575 kg Verauch bei 10 % Aussetzern ergab. Die höchste Leistung fand sich zu 44 Pfst. bei $n = 222$ und 1,5 % Aussetzern.

Günstigere Ziffern fanden sich bei einem stehenden 10pf. Motor mit embransteuerung, der als Lokomobile gebaut war und 200 mm Bohrung i 240 mm Hub hatte. Hierfür ergab sich bei halber Leistung $n = 313$,

$N_e = 5{,}52$ und 0,712 kg Verbrauch bei 30 % Aussetzern, bei ganzer Leistung n = 297, $N_e = 9{,}19$ und 0,44 kg Verbrauch bei 12 % Aussetzern; die grösste Leistung betrug 11,39 Pfst. bei n = 314 und 3,3 % Aussetzern.

Da das Petroleum einen Heizwerth von 10767 C. besass, beträgt die Wärmeausnutzung bei ganzer Leistung bei den untersuchten beiden Motoren 10,5 bezw. 13,4 %.

Ueber die liegenden Deutzer Petroleummotoren hat Freytag (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1893 S. 1547) berichtet; neuere Einrichtungen beschreibt derselbe in der gleichen Zeitschrift 1898 S. 311. Die Motoren arbeiten so, dass das Petroleum durch eine Pumpe der gesammten Verbrennungsluft zugeführt wird, welche Mischung alsdann durch den Verdampfer zum Cylinder strömt. Die Zündung erfolgt durch ein Glührohr.

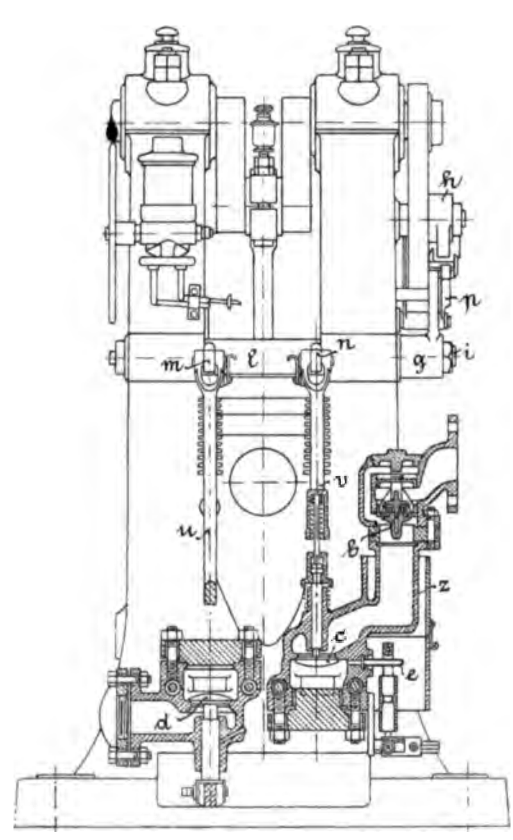


Fig. 354.

Die stehenden Petroleummotoren Klasse J von Gebr. Körting gleichen im Aeusseren völlig den stehenden Gasmotoren der Firma. Fig. 354 ist daher unter Bezugnahme auf die S. 247 gegebene Beschreibung ohne weiteres verständlich. An Stelle des Mischventils tritt hier das Zerstäubungsventil b, dem das Petroleum aus einem hochstehenden Behälter zufliesst (s. a. Musil, III. Aufl., S. 249). Die Luft tritt direkt hinzu und das ganze Gemisch passirt den gleichzeitig mit dem hier nicht gesteuerten Glührohr e beheizten Vergaser z, um durch das gesteuerte Einlassventil c zum Cylinder zu gelangen.

Hartmann's Untersuchung eines derartigen 4 pf. Motors von 175 mm Bohrung und 275 mm Bohrung ergab bei halber Leistung n = 230,

$N_e = 2{,}15$ und 0,726 kg Verbrauch bei 50 % Aussetzern, bei ganzer Leistung $n = 222$, $N_e = 4{,}15$ und 0,600 kg Verbrauch bei 23 % Aussetzern und bei $n = 224$ eine Leistung von 5,24 Pfst. bei 11 % Aussetzern. Bei ganzer Leistung ergiebt sich somit nur eine Ausnutzung der Wärme von 9,8 %, da das Petroleum 10767 c Heizwerth aufwies. Das Anheizen dauerte 10 Minuten.

Für diese Motoren gilt die oben S. 249 gegebene Tabelle, mit dem Unterschiede, dass die Preise um 100 bis 200 M. höher sind. Liegende Petroleummotoren baut die Firma nicht.

Ueber den Betrieb eines Körting'schen Motors mit Spiritus sind im Bayer. Ind.- u. Gewerbeblatt 1897, Nr. 35 einige Werthe veröffentlicht worden, welche oben (S. 405) angeführt worden sind. Der Betrieb mit Spiritus stellte sich etwas theuerer als der mit Petroleum heraus.

Ueber die von der Daimler-Motoren-Gesellschaft in Cannstatt gebauten Petroleummotoren ist wenig bekannt geworden. Fig. 355

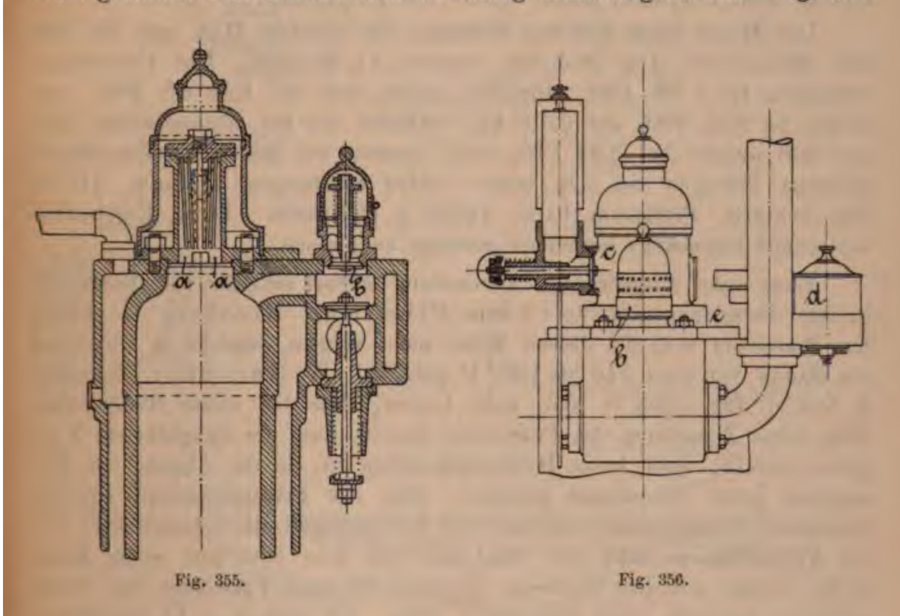


Fig. 355. Fig. 356.

giebt einen Querschnitt durch den Cylinder wieder. Oben auf dem Cylinder ist eine Haube aufgesetzt, in deren Deckel eine Reihe von Aluminiumstäben angeordnet sind, welche von den Verbrennungsvorgängen so heiss erhalten werden, dass sich die Ladung nach erfolgter Kompression an ihnen entzündet. Das gesteuerte Austrittsventil wird bei zu raschem Gange offen gehalten, wobei gleichzeitig die Petroleumzufuhr unterbrochen wird.

Fig. 356 zeigt die äussere Ansicht der Cylinderhaube und erläutert die Gemischbildung. Das Petroleum wird von einer kleinen Pumpe herbeigedrückt und gelangt mit wenig Luft vermischt durch das Ventil c zum Verdampfer; durch Berührung mit den Aluminiumstäben verdampft das Petroleum, das gebildete Gemisch ist aber an sich noch nicht zündfähig. Die Betriebsluft wird durch ein Luftventil (b Fig. 355) herbeigesaugt. Beim Anlassen wird mittels einer Vorwärmlampe d ein als Glührohr dienender Kanal e erhitzt; nach normaler Erhitzung der Stäbe entfernt man die Lampe. Während des letzten Theiles des Saughubes wird die Petroleumzufuhr abgestellt und nur Luft gesaugt, so dass der Verdampfer vorerst nur Luft enthält und zündfähiges Gemisch erst zu Ende des Kompressionshubes in denselben gelangt.

Aus dem Berichte Hartmann's über Versuche mit Petroleummotoren (Zeitschr. d. V. d. Ing. 1895, S. 342) entnehmen wir bezüglich des untersuchten 4 pf. Daimler'schen Motors das Folgende.

Der Motor hatte 175 mm Bohrung bei 280 mm Hub und lief mit 240 Min.-Umdr. Das Anheizen dauerte 11 Minuten. Der Petroleumverbrauch für 1 eff. Pfst. stündlich stellte sich bei 1,69 eff. Pfst. auf 0,735, bei 3,25 Pfst. auf 0,609 kg, während die bez. Tourenzahlen 228 und 220 waren; bei 3,34 Pfst. sank letztere auf 200. Die Zündungsaussetzer betrugen bei den ersten beiden Leistungen 33 bezw. 10%. Das benutzte Petroteum hatte 10767 c Heizwerth. Diese Ergebnisse sind somit keineswegs besonders günstige zu nennen.

Einer sehr ausgedehnten Anwendung erfreut sich der seit 1889 bekannte Petroleummotor der Firma Priestman Brothers in Hull. Das Petroleum wird bei diesem Motor nicht vergast, sondern es wird nur ein Dampf von etwa 140 bis 150° C gebildet. W. Hartmann (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 586) hebt hervor, dass bei dieser Temperatur noch keine Zersetzung des Petroleums eintritt, dass der rothglühende Vergaser entfällt, dass keine Heizlampe nöthig ist, da die Abgase zur Erzeugung jener Temperatur genügen, dass der Petroleumdampf zufolge theilweiser Kondensation während der Kompression als Schmiermittel für die Arbeitsflächen diene und dass sich gar kein oder nur wenig Russ bilde, welcher mit dem theilweise niedergeschlagenen Petroleum eine nicht störende, schwarze, ölige Flüssigkeit bilde. Es wird a. a. O. angeführt, dass solche Motoren ohne Reinigung anstandslos ein Jahr lang im Betriebe waren.

Der Motor arbeitet im Viertakt; einen Vertikalschnitt durch den Cylinder zeigt Fig. 357, Gesammtansichten geben Hartmann (a. a. O.) und Clerk (S. 413). Das selbstthätige Eintrittsventil a ist ebenso wie das Austrittsventil b, welches gesteuert wird, liegend im Cylinderdeckel angeordnet. Unterhalb des Cylinders liegt die von den Abgasen um-

spülte Verdampfungskammer c, welche durch die Fig. 358 und 359 näher erläutert ist. Am vorderen Ende der Maschine ist ein luftdicht abge-

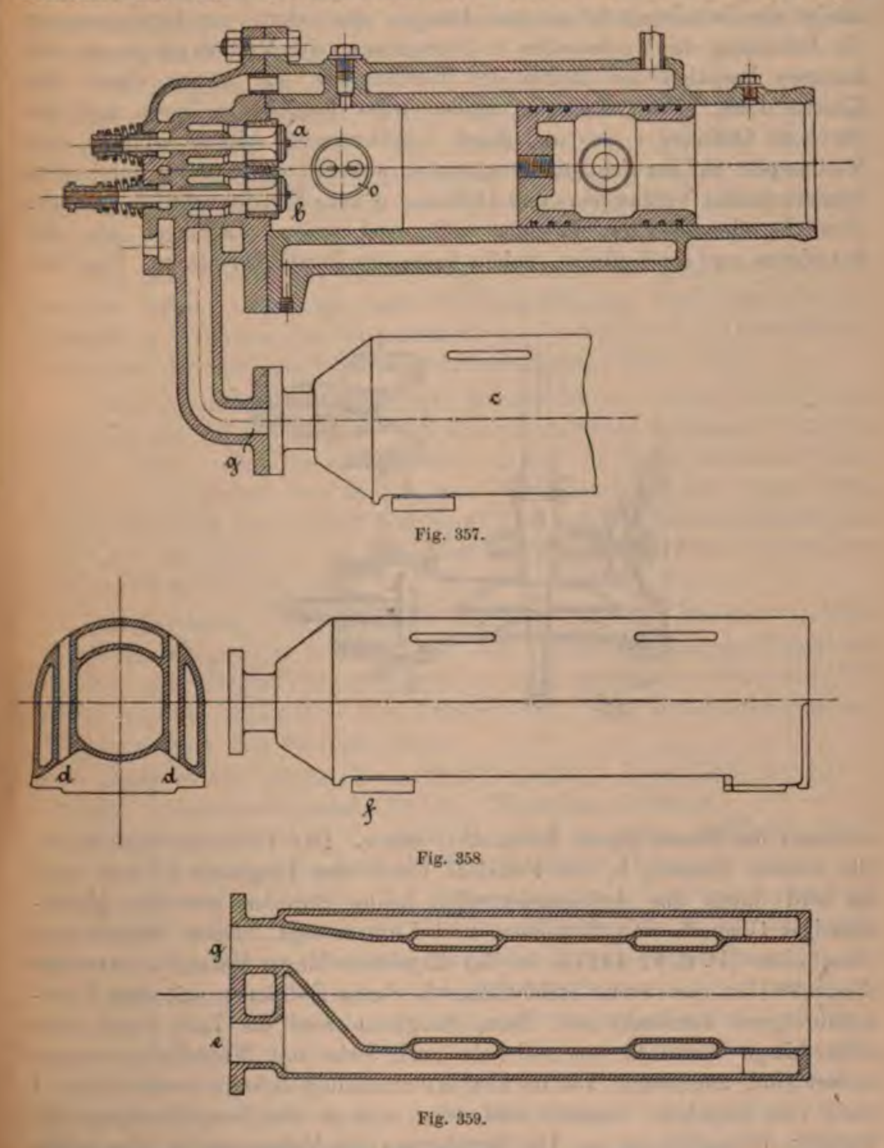


Fig. 357.

Fig. 358

Fig. 359.

schlossener Petroleumbehälter untergebracht, in welchem das Petroleum unter dem Drucke von Pressluft von 1 at Ueberdruck steht. Zu Beginn des Betriebes wird dieser Druck mittels einer kleinen Handpumpe erzeugt,

während im Betriebe eine kleine vom Motor betriebene Luftpumpe die Lieferung der erforderlichen Druckluft besorgt. Von diesem Behälter zweigt ein Petroleumrohr zu zwei Lampen ab, welche vor Ingangsetzung die Beheizung des Verdampfers c übernehmen; die Verbrennungsgase der Lampen bespülen den Boden des Verdampfers und ziehen durch die Kanäle d ab. Diese Lampen werden beim Betriebe verlöscht und die durch die Oeffnung e ein- und durch f austretenden Abgase erhalten den Verdampfer auf der richtigen Temperatur, während die Ladung durch den Innenraum des Verdampfers und Oeffnung g zum Eintrittsventil a gelangt. Vom Petroleumbehälter zweigen noch zwei weitere Leitungen ab, ein Petroleum- uud ein Luftrohr, welche beide zum Zerstäuber führen. Fig. 360

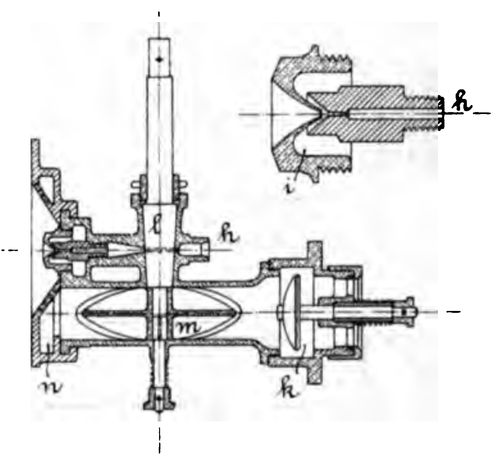


Fig. 360.

erläutert die Bauart dieses Zerstäubers näher. Das Petroleum tritt durch die mittlere Bohrung h, die Pressluft durch den Ringraum i hinzu und es wird durch das Aufeinandertreffen beider Strahlen ein sehr gleichmässiges Gemisch von Petroleum und Luft erzeugt. Diese Bauart des Zerstäubers (D. R. P. 43273) ist das Ergebniss langer Versuche. Aus der Figur 360 ist nun weiter ersichtlich, wie dieser Zerstäuber mit dem Luftzufuhrorgane kombinirt ist Beim Saughube wird die Luft durch das selbstthätige Ventil k, vor welchem noch Siebe mit Watteeinlage angeordnet sind, angesaugt. Der die Petroleumzuleitung beherrschende Hahn l wird vom Regulator verstellt und trägt eine in der Saugluftleitung befindliche Drosselklappe m. Die Regulierung des Motors erfolgt also nicht durch Aussetzer, sondern dadurch, dass die Stärke der Ladung verändert wird. Die Mischdüse des Zerstäubers, wie auch die Saugluftleitung münden beide im Deckel des Verdampfers c. Während aber der Petroleumnebel

direkt in das Innere des Letzteren gelangt, tritt die Saugluft zunächst in den Ringraum n des Deckels, von wo sie durch feine Oeffnungen in dem konischen Boden des Deckels ungefähr senkrecht zur Richtung des sich ausbreitenden Nebelstrahls austritt.

Die Zündung der Ladung wird durch zwei in Porzellan gelagerte Platinelektroden o bewirkt, welche selbst nach langem Betriebe noch metallische Spitzen zeigen. Ein Funkeninduktor, welchen eine für 1000 Stunden ausreichende Chrombatterie bethätigt, vermittelt durch stellbare Schleiffedern den Impuls zur Zündung. Die Einrichtung hat sich durchaus bewährt.

Zu dem Princip der Regulierung, wonach bei geringerer Leistung weniger Ladung angesaugt, somit die Saugspannung vermindert wird, ist übrigens zu bemerken, dass naturgemäss auch der Enddruck der Kompression verringert und der specifische Petroleumverbrauch erhöht wird.

Unwin untersuchte 1890 einen solchen Motor, welcher bei 216 mm Bohrung und 305 mm Hub mit 180 Umdrehungen lief und normal 4,5 Pfst. leisten sollte. Das verwendete Oel enthielt 86,01 % Kohlenstoff und 13,90 % Wasserstoff, wog 0,81 kg pro l, entflammte bei 66 ° C und hatte einen Heizwerth von 10940 Kalorien. Die indicirte Leistung belief sich auf 5,31, die effektive auf 4,56 Pfst. bei einem stündlichen Verbrauche von 0,549 kg pro eff. Pfst.

1892 machte Unwin weitere Versuche mit einer Maschine gleicher Abmessungen, welche schneller lief und wesentlich bessere Ergebnisse lieferte. Bei diesen Versuchen wurden zwei verschiedene Oele zum Betriebe benutzt, Daylight oil und Russoline oil. Nach Untersuchungen von Wilson ergab sich für diese Oele:

Daylight oil: 84,62 C; 14,86 H; 0,52 O. Spec. Gew. bei 15 ° C 0,7936. Entflammungspunkt 25 ° C. Heizeffekt 11889 c.

Russoline oil: 85,88 C; 14,07 H; 0,05 O. Spec. Gew. bei 15 ° C 0,8226. Entflammungspunkt 30 ° C. Heizeffekt 11706 c.

Die Maschine hatte 11,18 l Hubvolumen und 5,94 l Kompressionsraum. Die erzielten Resultate sind folgende (wobei die in den Klammern stehenden Werthe den Versuchen mit Russoline oil entsprechen):

Minutliche Umdrehungszahl 204,33 (207,73). Indicirte Leistung in Pfst. 9,49 (7,50). Effektive Leistung in Pfst. 7,82 (6,85). Mittlerer Druck 3,74 (2,91) kg/qcm. Stündlicher Oelverbrauch für 1 ind. Pfst. 0,311 (0,387) kg. Desgl. für 1 eff. Pfst. 0,377 (0,423) kg. Explosionsüberdruck 10,64 (9,44) kg/qcm. Enddruck 2,49 (2,37) kg/qcm. Kompressionsüberdruck 2,46 (1,94) kg/qcm.

In Fig. 361 ist ein bei diesen Versuchen abgenommenes Diagramm wiedergegeben. Die stark ausgezogene Kurve entspricht voller, die gestrichelte halber Belastung.

Sehr eingehende Versuche mit einem 9pf. Priestman-Motor machte W. Hartmann (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 586). Der Motor hatte 273,4 mm Bohrung und 353 mm Hub; minutl. Umdr.-Zahl 172. Die Messung der angesaugten Luft misslang leider. Die Versuche erstreckten sich auf Betrieb mit voller, halber und kleiner Leistung und

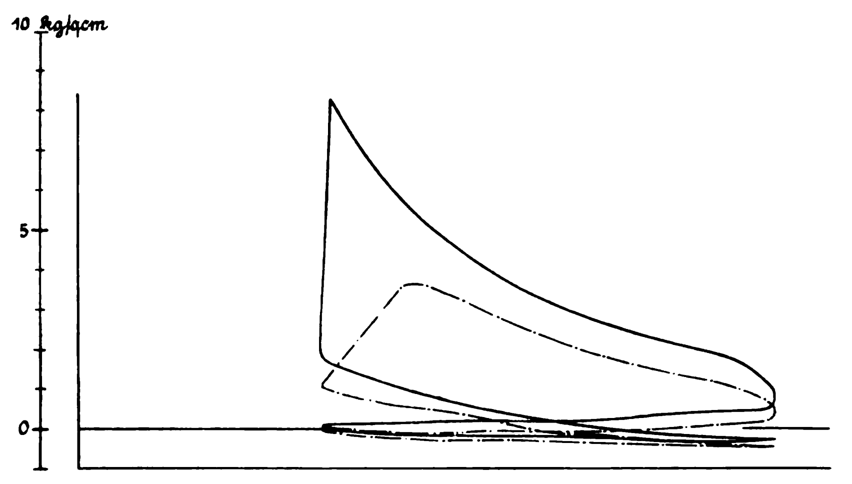


Fig. 361.

sind von Hartmann nach seiner bekannten Methode gründlich ausgearbeitet worden. Auch ein zweistündiger Betrieb mit der Maximalleistung wurde durchgeführt, wobei sich die Maschine gut hielt und keinerlei abnormale Erwärmung zeigte. Es ergab sich Folgendes:

Maximalleistung. 11,71 eff. Pfst. Stündl. Petroleumverbrauch für 1 eff. Pfst. 0,444 kg. Abgase ca. 300° C. Kompressionsdruck 2,8, Explosionsdruck 10,5 kg/qcm.

Volle Leistung. 10,18 eff., 10,69 ind. Pfst. Stündl. Petr.-Verbr. für 1 eff. Pfst. 0,432 kg, Abgase ca. 296° C. Kompr.-Druck 2,8, Expl.-Druck 9,3, Enddruck 1,9 kg/qcm. Kühlwassererwärmung 15,5° C. Stündliche Kühlwassermenge 1020 l.

Halbe Leistung. 6,90 eff., 9,34 ind. Pfst. Stündl. Petr.-Verbr. für 1 eff. Pfst. 0,498 kg. Abgase ca. 265° C. Kompr.-Druck 2,4, Explosionsdruck 8,3, Enddruck 1,8 kg/qcm. Kühlwassererwärmung ca. 12° C.

Kleine Leistung. 3,93 eff., 5,95 ind. Pfst. Stündl. Petr.-Verbr. für 1 eff. Pfst. 0,611 kg. Kompr.-Dr. 1,9, Expl.-Dr. 4,6, Enddruck 1,3 kg/qcm.

Die in kg/qcm angegebenen Drücke sind absolut genommen. Bemerkenswerth ist der mechanische Wirkungsgrad, der von 66,6 bei kleiner auf 95,2% bei voller Leistung steigt; letztere Ziffer ist überraschend, aber verschiedentlich auch anderweit gefunden worden.

Das benutzte amerikanische Petroleum ergab 85,53 % C, 14,42 % H und Spuren von O. Spec. Gew. bei 15° C 0,7949, Entflammungspunkt 24,2° C, Heizeffekt 11024 c.

Das Hubvolumen betrug 20,6 l, der Kompressionsraum 8,9 l. Bei kleiner Leistung und Leerlauf zeigen die Diagramme keine Explosion mehr, sondern allmälige Verbrennung.

Die Hartmann'schen Untersuchungen ergaben einen grösseren Petroleumverbrauch als die zweite Versuchsreihe Unwin's, was z. Th. in den verschiedenen Umdrehungszahlen begründet sein dürfte.

Die Petroleummotoren, System Hornsby-Ackroyd, von Hornsby & Sons in Grantham erfreuen sich gleichfalls einer weiten Verbreitung und werden für Deutschland von der Maschinenfabrik und Eisengiesserei Gebr. Pfeiffer in Kaiserslautern gebaut. Ein älterer Typus ist 1893 in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. S. 1229 beschrieben. Ganz eigenartig sind bei diesem Motor die Gemischbildung, Verdampfung und Zündung

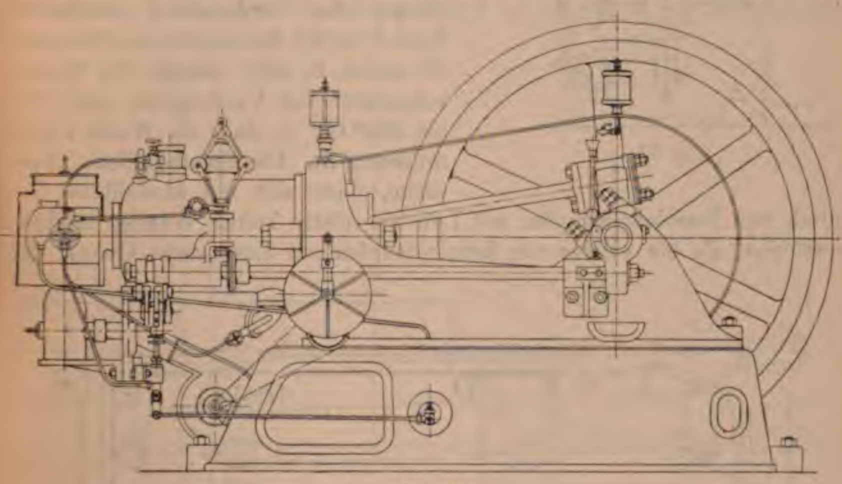
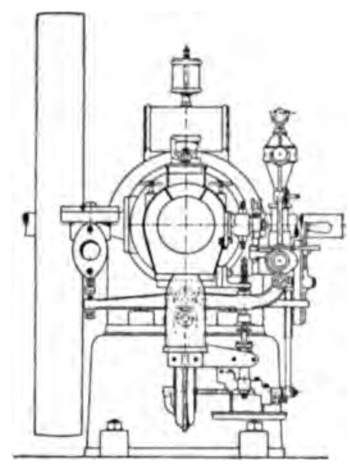


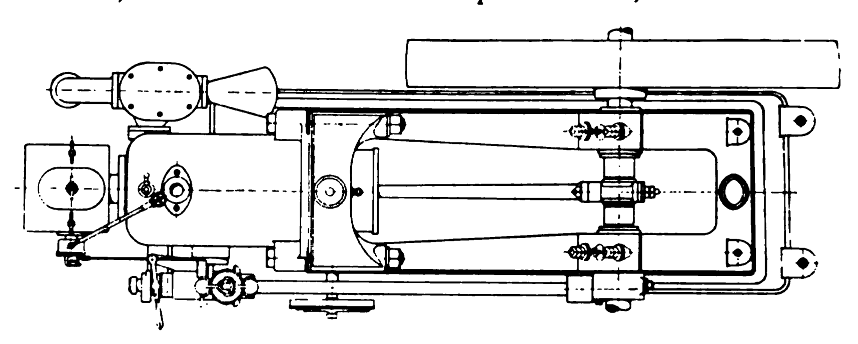
Fig. 362.

eingerichtet. Die Fig. 362 bis 364 erläutern die allgemeine Anordnung der heutigen Motoren.

Am Cylinderdeckel ist ein aus einem innen und aussen glatten gusseisernen Hohlkörper bestehender Verdampfer angeschlossen, welcher zugleich den Kompressionsraum bildet und mit dem Cylinderinnern durch einen relativ engen, den Cylinderdeckel central durchsetzenden Stutzen in offener Verbindung steht. Die durch Daumen gesteuerten Ventile für Ein- und Austritt liegen seitlich vom Cylinder. Beim Saughube wird nun alle Luft direkt in den Cylinder gesogen; vom Hebel des Einlassventils wird weiter eine mit Kugelventilen versehene vertikale Pumpe bethätigt,

die aus dem Maschinensockel Petroleum ansaugt und es an die Wandungen des oben erwähnten Verdampfers spritzt. Während des Saughubes bildet sich somit im Verdampfer Petroleumdampf, der aber hierbei nicht mit Luft, sondern nur mit den im Verdampfer verbliebenen heissen Abgasen zur Mischung gelangt. Durch den den Verdampfer mit dem gekühlten Cylinder verbindenden engen Stutzen, welcher nur wenig metallische Masse hat, wird verhütet, dass ersterer eine wesentliche Abkühlung erfahre. Beim Kompressionshube wird nunmehr die angesaugte Luft allmälig in den Verdampfer geschoben; am Ende desselben ist ein zündfähiges Gemisch vorhanden, das sich alsdann an den heissen Wandungen des Verdampfers entzündet. Nach Clerk's Beobachtungen (Gas and oil engine S. 422) beträgt die Wandtemperatur des Verdampfers nur 700 bis 800° C., so dass die Wand kaum rothwarm ist. Die eigenthümliche Thatsache, dass sich ein explosibles Gemisch von Petroleumdämpfen mit Luft an relativ kalten Wänden leichter entzündet, als ein solches von Benzindämpfen mit Luft, sucht Clerk dadurch zu erklären, dass sich die im Petroleum enthaltenen schweren Kohlenwasserstoffe leicht zersetzen, ihren Kohlenstoff also ausscheiden und ihr Wasserstoff in Verbindung mit dem vorhandenen Sauerstoff rasch die Zündung einleitet, während die Dämpfe leichter Kohlenwasserstoffe (im Benzin) im chemischen Sinne mehr beständig seien.


Fig. 363.


Fig. 364.

Beim Anlassen wird der Verdampfer durch eine Lampe beheizt;

mittels eines von Hand bethätigten Ventilators (s. obige Figuren) wird Luft zur Lampe geblasen und so in etwa 9 Minuten die erforderliche Temperatur erzielt. Die Lampe wird alsdann verlöscht und der Verdampfer lediglich durch die Explosionswärme auf der richtigen Temperatur erhalten.

Die Regulierung des Motors erfolgt so, dass der Regulator bei zu raschem Gange ein in die Petroleumdruckleitung eingeschaltetes Ventil öffnet, durch welches mehr oder weniger Petroleum wieder nach dem Behälter zurückfliesst.

Prof. Capper machte mit einer derartigen 8 pf. Maschine von 254 mm Bohrung und 381 mm Hub eingehende Versuche; dieselbe lief drei Tage ohne jeden Anstand mit einer Bremsleistung von 8,47 Pfst. und verbrauchte dabei für 1 eff. Pfst. stündlich 0,411 kg Petroleum (Russoline oil) von 11055 c Heizwerth. Bei einem zweistündigen Versuch mit voller Leistung ergaben sich 8,69 eff. Pfst. und ein Verbrauch von 0,362 kg für 1 indicirte, 0,437 kg für 1 eff. Pfst. bei n = 239,66 und 119,83 minutlichen Zündungen; der mittlere Druck im Diagramm war 2,03 kg/qcm.

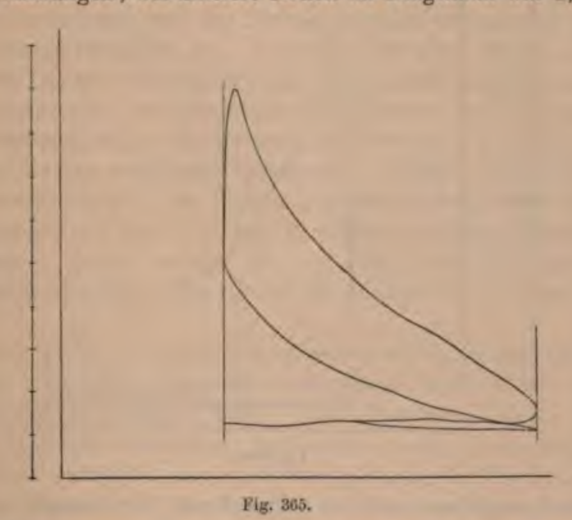


Fig. 365.

In Fig. 365 ist ein Indikatordiagramm dieser Versuchsreihe wiedergegeben. Die verfügbare Wärme zerlegt sich wie folgt: indicirte Leistung 15,3 %, Kühlwasser 26,8 %, Abgase etc. 57,9 %. Bei halber Leistung entwickelte die Maschine 4,63 eff. Pfst. bei n = 235,9 und 0,667 kg für eine eff. Pfst. Der stündliche Verbrauch beim Leerlauf betrug 1,92 kg Petroleum.

Aus dem wiedergegebenen Diagramm geht hervor, dass die Spannungen relativ niedrig sind, aber die Zündung vortrefflich arbeitet; der Cylinder dieser Maschinen wird jedoch bei gleicher Leistung grösser als bei anderen Motoren mit stärkerer Kompression.

An dieser Stelle mögen noch einige andere englische Konstruk kurz besprochen werden, die Beachtung verdienen.

Die Robey'schen Petroleummotoren arbeiten ähnlich wie die Hor: schen, nur dass hier die Wandungen des Kompressionsraumes einen W mantel haben und dafür im Innern ein offener birnenförmiger K angebracht ist, welcher zur Verdampfung und Zündung dient; das ventil und das Austrittsventil sind am Kompressionsraum angeo Näheres siehe bei Clerk S. 426. Bei Hartmann's Versuchen er sich keine hervorragenden Resultate dieser Motoren.

Crossley Brothers versehen ihre Petroleummotoren mit besc beheizten Verdampfern, welchen das Petroleum mit etwas heisser zerstäubt zugeführt wird, während die Verbrennungsluft separat Cylinder tritt. Die Zerstäubungsluft, deren Menge genau bemessen w kann, umspült den Schornstein der das Zündrohr und den Verda

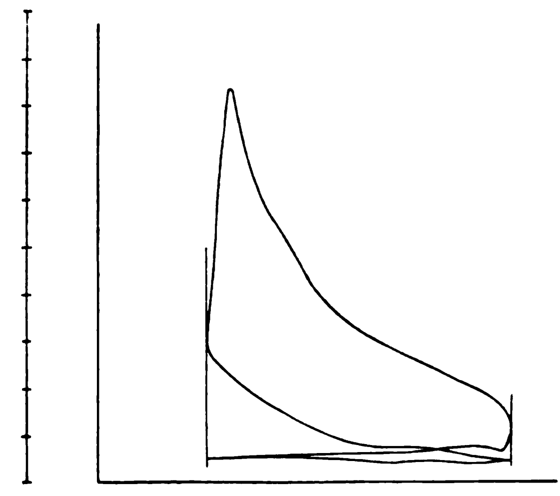


Fig. 366.

beheizenden Lampe und wird so vorgewärmt; die Lampe selbst arb mit Druckluft und wirkt sehr kräftig. Das gesteuerte Zündrohr trägt äusseren Ende ein kleines Ventil, welches sich beim Saughube se thätig öffnet, so dass Luft durchgesaugt, das Glührohr also ausgespült eine gute Zündung verbürgt wird. Die Petroleumzufuhr wird durch kleine Pumpe bewirkt und ist sehr sinnreich so eingerichtet, dass ir die gleiche Menge in den Verdampfer gelangt. Auch die Lampe von dieser Pumpe gespeist. Nähere Angaben und Skizzen siehe bei C a. a. O. Die Ergebnisse Crossley'scher Motoren sind sehr gut Fig. 366 ist ein Indikatordiagramm einer 7,5 pf. Maschine dieser struktion wiedergegeben; bemerkenswerth sind die hohen Spann

Das Diagramm entspricht einer Bremsleistung von 7,12 Pfst. bei 0,37 kg Verbrauch für 1 eff. Pfst.-Std. (siehe S. 428 Näheres) und $\eta = 0,89$.

Anders sind die Motoren von Tangye-Pinkney eingerichtet; das Petroleum tritt hier von einem hoch angeordneten Behälter durch Bohrungen im Sitze des Luftventils zu (zuerst von Clerk ausgeführt) und die ganze Ladung passirt den beheizten Vergaser. Die Regulierung erfolgt durch Offenhalten des Auspuffventils. Im Uebrigen sind diese Motoren sehr einfach gebaut.

Ueber die Motoren von Fielding & Platt, welche ebenso wie diejenigen von Crossley arbeiten, macht Clerk nähere Mittheilungen. Ein- und Austrittsventil sind an ein und demselben Kanal angeordnet, derart, dass der eintretende Luftstrom das heisse Auspuffventil trifft und sich gut vorwärmt. Eine 3 pf. Maschine leistete bei n = 222 effektiv 5,58 Pfst. und verbrauchte 0,36 kg Petroleum für 1 eff. Pfst.-Std., was als sehr gut zu bezeichnen ist. Das Glührohr ist offen.

Bei den Campbell'schen Motoren wird die ganze Ladung durch den Verdampfer gesaugt und das Petroleum fliesst selbstthätig durch Oeffnungen im Eintrittsventilsitz zu. Clerk giebt gute Zeichnungen dieser Maschine; die Organe der Regulierung sehen etwas primitiv aus.

Recht eigenartige, zweckmässige Konstruktion des Verdampfers und der Petroleumpumpe zeigen die Britannia-Motoren von Roots. Letztere hat einen mit Nuthen versehenen horizontalen Kolben; diese Nuthen liegen n einem Petroleumbade. Zu Beginn der Saugperiode wird der Kolben asch verschoben, so dass die mit Petroleum gefüllten Nuthen in den Kanal gelangen, durch welchen die am Schornstein der Lampe vorgeärmte Betriebsluft zutritt. Die Lampe ist ähnlich wie die von Crossley ebaut.

Die Motoren von Clarke, Chapmann & Co. haben keine Ventile, ndern einen rotirenden Hahn als Steuerorgan, welcher mit ein Viertel er Kurbelwellenumdrehungen läuft. Die Einrichtung dieses Hahns ist aturgemäss ziemlich verwickelt und daher wenig vertrauenerweckend, amentlich auch bezüglich der Ausdehnung durch die Wärme, der Dichteit und der Abnutzung. Das Ventil ist ein so einfaches und erprobtes Konstruktionselement, dass man es zu ersetzen keine Veranlassung hat.

Bei den Petroleummotoren von Weyman & Hitchcock wird der Verdampfer nur durch die Explosionswärme geheizt; das Petroleum wird mit wenig Luft zerstäubt zum Verdampfer geführt, während die Verbrennungsluft direkt zum Cylinder gelangt. Die Ladung wird durch ein beheiztes Zündrohr zur Explosion gebracht, dessen Lampe mit vom Motor erzeugter Druckluft betrieben wird. Die Konstruktion des Motors ist keine einfache.

Verhältnissmässig einfach sind dagegen die Motoren von Wells Brothers gebaut, bei welchen alle Ventile von nur einem Hebel be-

thätigt werden, welcher vom Regulatur bei zu raschem Gange arretirt wird. Das Petroleum wird in bestimmter Menge durch einen schwingenden Hahn zugeführt.

Prof. Capper machte an verschiedenen der vorgenannten Motoren Versuche, deren Ergebnisse folgende Tabelle (nach Schöttler) vereinigt.

			Britannia	Campbell	Crossley	Hornsby	Wells	Weyman
	Angegebene Leistung	Pfst.	7	6	7,5	8	4	5
	Cylinderdurchmesser	mm	190	190	178	254	209	171
	Hub	„	330	305	381	381	381	330
	Kolbengeschwindigkeit	m	2,59	2,44	2,67	2,92	2,10	2,75
	Kompressionsdruck (Diagr.)	kg/qcm	4,2	3,9	5,8	4,6	5,7	3,7
Dauer-versuch	Zeit zum Anlassen	Min.	16,5	22	16	8	21	13
	Bremsleistung	Pfst.	6,23	4,81	6,36	8,46	6,04	4,69
	Petroleum für 1 Pfst.-Std.	g	670	515	403	412	477	517
	Hiervon für die Lampe	%	7,7	—	17,2	—	11,2	—
Vollbelastung	Min. Tourenzahl		240	208	201	240	160	260
	Indicirte Leistung	Pfst.	8,5	6,0	8,0	10,4	7,4	6,6
	Bremsleistung	„	6,30	4,88	7,11	8,69	6,55	4,80
	Wirkungsgrad	%	74	81	89	83	88	73
	Petroleum für 1 ind. Pfst.-Std.	g	559	417	327	363	417	389
	Desgl. für 1 eff. Pfst.-Std.	„	752	502	367	437	465	532
	Kühlwasser für 1 eff. Pfst.-Std.	l	75	92	39	34	42	52
	Temperaturzunahme	°C.	21	18	23	39	44	23
Halbe Belastung	Min. Tourenzahl		247	209	198	236	159	263
	Bremsleistung	Pfst.	4,01	2,92	3,77	4,62	3,57	2,61
	Petroleum für 1 eff. Pfst.-Std.	g	747	581	595	667	712	701
Leerlauf	Min. Tourenzahl		256	211	190	240	165	270
	Stündl. Petroleumverbrauch	kg	0,655	1,054	1,145	1,920	0,891	1,109
	Desgl. pro eff. Pfst. bei Vollbelastung	g	104	216	161	221	136	231

Die Dauerversuche erstreckten sich auf 25 bis 28 Stunden.

Die Petroleumkraftmaschinen, welche von der Firma J. M. Grob & Co. in Leipzig-Eutritzsch im Princip nach den Konstruktionen Emil Capitaine's gebaut werden, haben mancherlei Wandlungen durchgemacht. Von der ursprünglichen Anordnung stehender Maschinen mit unten liegendem Cylinder (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1888 S. 318) ist Capitaine wegen Verschmutzungen des Deckels bald abgekommen. Eine 1890 veröffentlichte Anordnung (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. S. 979) zeigt bereits die

Grundzüge der heutigen Bauart. Eine kleine Petroleumpumpe fördert nach einem Zerstäuberventile, woselbst das Petroleum mittels eingesaugten Luftstrahles fein vertheilt wird. Dieses Gemisch passirt nun einen mit Aussenrippen versehenen hocherhitzten Verdampfer und wird beim Eintritt in den Kompressionsraum der Maschine mit der Verbrennungsluft innig gemischt. Die Zündung erfolgt durch ein unterhalb des Verdampfers angeordnetes Zündrohr, welches durch eine Lampe erhitzt wird, deren Verbrennungsgase weiterhin noch den Verdampfer beheizen. Die Lampe besteht aus einem U-förmig gebogenen Rohr mit einer feinen Oeffnung, aus welcher Petroleum austritt und verbrennt. Eine derartig gebaute 4pf. Maschine mit 300 minutlichen Umdrehungen soll 0,42 kg Petroleum stündlich für 1 eff. Pfst. gebraucht haben; eine Reduktion der Tourenzahl um 100 oder mehr minutl. Umdrehungen liess bei gekühltem Verbrennungs-(Kompressions-)Raum die Leistung um 20 bis 50 % sinken. Die Grob-schen Motoren haben alle gekühlten Kompressionsraum.

Eine neuere Form zeigt ein Bericht Freytag's (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1894 S. 764); die Bauart ist die vorbeschriebene. Geändert ist aber

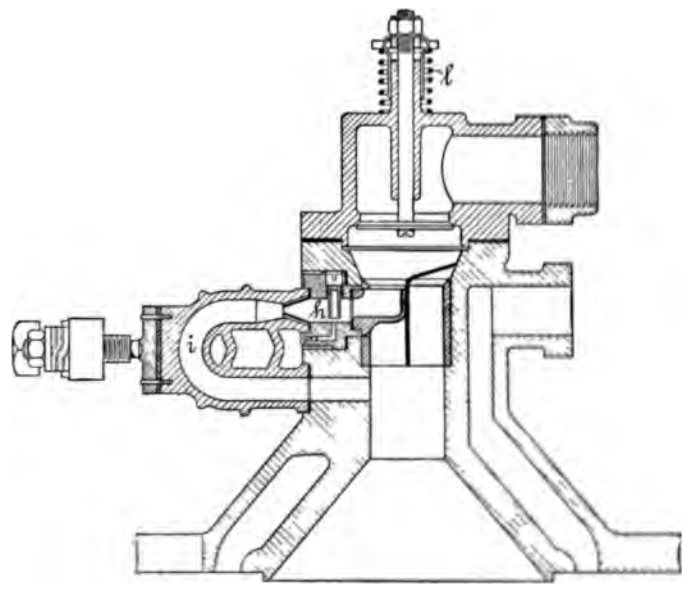


Fig. 367.

die Petroleumzufuhr und die Gemischbildung. Fig. 367 zeigt den Cylinderdeckel nebst der Misch- und Verdampfeinrichtung. Die beim Saughube durch das federbelastete Luftventil eintretende Luft gelangt zum grössten Theile direkt in den Cylinder; ein kleiner Theil derselben streicht nach

links und nimmt hier das durch den Zerstäuber h geförderte Petroleum auf. Dieser Petroleumnebel verdampft in dem gekrümmten Vergaser i und mischt sich dann mit der Verbrennungsluft beim Eintritte in den Kompressionsraum. Der Vergaser wird durch die bekannte Petroleumlampe beheizt. Zur Zündung dient hier der glühende Vergaser selbst.

In Fig. 368 ist die Petroleumpumpe dargestellt, welche von einem auf der Steuerwelle sitzenden Excenter unter Vermittlung des Regulators bethätigt wird. Bei normalem Gange stösst die Excenterstange unter die Nase q und treibt die Pumpe; bei zu raschem Gange rückt ein Centrifugalregulator mittels Stange p die Nase zur Seite und es unterbleibt die Petroleumzufuhr. Der federbelastete Kolben b dient zugleich als Schieber. In der gezeichneten Stellung gelangt das durch Rohr a zutretende Petroleum durch die Bohrungen c zum Cylinderraum d. Wird nun der Kolben gehoben, so werden die Bohrungen c abgeschlossen, sobald die Ledermanschette i passirt ist; alsdann tritt eine Förderung von Petroleum durch das Drahtgazefilter r und das Druckventil n hindurch nach dem oben genannten Zerstäuber hin ein.

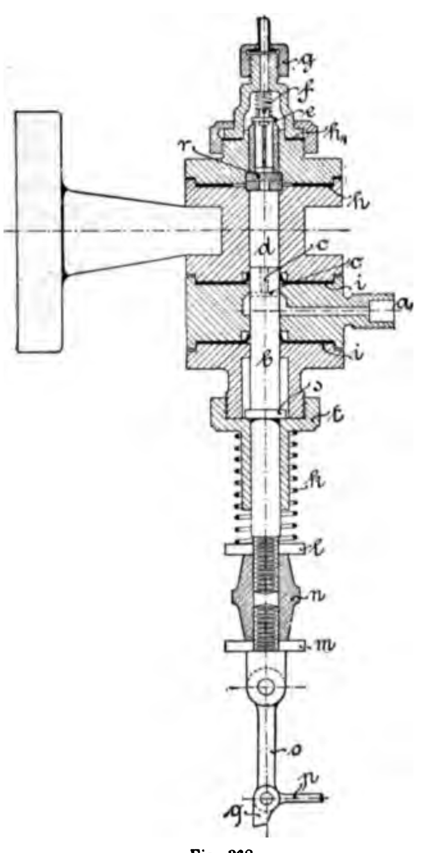


Fig. 368.

Die Fig. 369 und 370 sind einem Aufsatze **Freytag's** in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 33 entnommen und geben alle wünschenswerthen Einzelheiten. Das Auspuffventil wird mittels einer Stange unter Vermittlung von Wälzhebeln gesteuert, welche ihre Bewegung von einem auf der Kurbelwelle sitzenden Excenter und einer auf der Steuerwelle sitzenden kleinen Kurbel c aus empfängt. Diese ungewöhnliche Steuerung soll vermeiden lassen, dass der zur Eröffnung des Ventils erforderliche Druck immer dieselben Zähne treffe — hier nimmt das Excenter den grössten Theil dieses Druckes auf. Der obere der beiden Wälzhebel ist noch mit einem kleinen (nicht gezeichneten) Schieber versehen, mittels

dessen man beim Anlassen die Kompression beseitigen kann, indem auch bei diesem Hube das Ventil etwas geöffnet wird.

Die Regulierung wird hier durch einen auf der Steuerwelle sitzenden Axenregulator bewirkt. Von der oben genannten Excenterstange aus wird

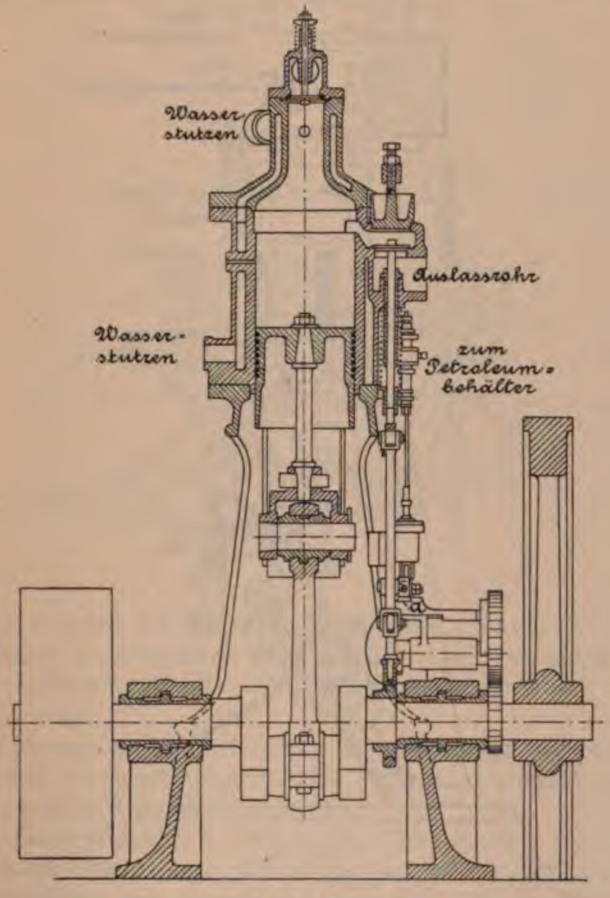


Fig. 369.

ein kleiner Schieber a bewegt, welcher mittels eines Nockens b den im Gehäuse c geführten, mit Rolle versehenen Stempel d hebt; letzterer wiederum hebt die Stange f des Kolbens der Petroleumpumpe, sofern f nicht durch die Wirkung des Regulators zur Seite gerückt ist. Das Schwunggewicht g des Regulators drückt bei zu raschem Gange den Schleifbacken i nach aussen und verschiebt dadurch den Hebel h und

damit auch die Stange f nach links, so dass kein Pumpenhub statt diese Stellung sichert der kleine Winkelhebel n, der am Ende eines

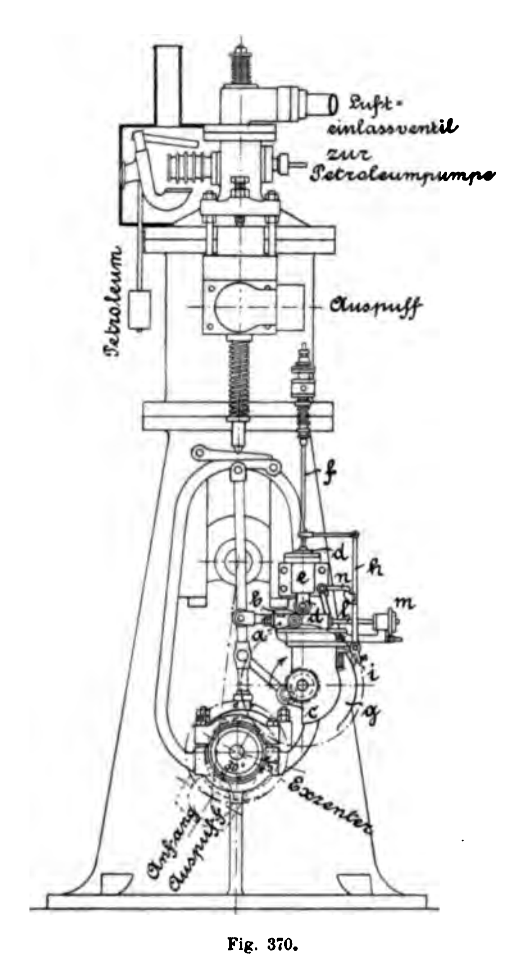


Fig. 370.

Hubes des Schiebers a ein wenig angehoben wird, um bei sinke Tourenzahl das Zurückziehen des Hebels h zu ermöglichen.

Der gegen früher geänderte Verdampfer ist in Fig. 371 darges die Lampe im besonderen zeigt eine neue Konstruktion. Das Petr für die Lampe, das in einem besonderen Gefässe unter einem Druck etwa 1,5 at gehalten wird, kommt in dem Röhrchen a herbei, wi dem Rohr b erhitzt und tritt durch eine feine Oeffnung in den Behä aus dessen Oeffnungen es, mit blauer Flamme brennend und den

gaser d erhitzend, austritt. Das von der Pumpe durch Rohr e herbeikommende Betriebspetroleum wird durch den Zerstäuber f in den rothglühenden Vergaser d gespritzt; die beim Saughube zutretende Verbrennungsluft gelangt wieder zum Theil in den Cylinder, zum Theil durch-

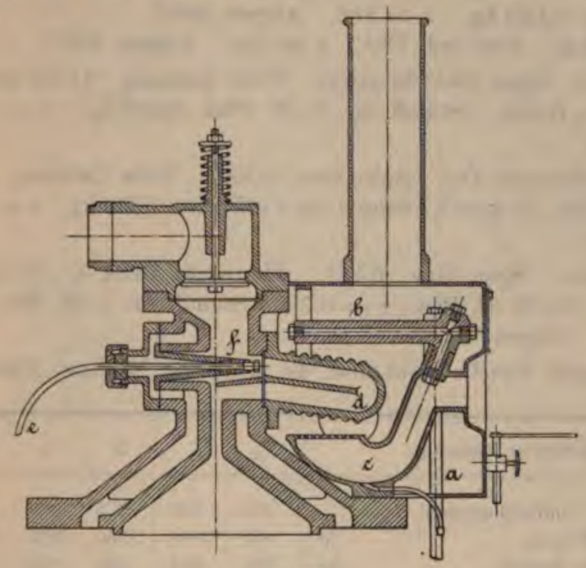


Fig. 371.

streicht sie mit dem Petroleum den Verdampfer. Durch ein kleines an den Behälter c angeschlossenes Röhrchen kann unverdampftes Lampenpetroleum abfliessen. Die Zündung erfolgt auch hier wieder durch den Vergaser d selbst.

Diese Motoren sind verhältnissmässig verwickelt gebaut, besonders im Hinblick auf die hohen Tourenzahlen, welche bei diesen (stehenden) Modellen zwischen 250 und 500 liegen.

Schöttler (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 551) führt an, dass bei Gelegenheit einer 1894 in Frankreich abgehaltenen Prüfung ein 4pf. Grob'scher Motor bei normaler Leistung nur 0,295 kg Petroleum pro 1 eff. Pfst. brauchte — dies ist das günstigste Ergebniss, das mir bekannt ist!

W. Hartmann (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 616) machte eingehende Versuche an einem Grob'schen 8pf. Motor von 230 mm Bohrung und 230 mm Hub, der mit 260 bis 280 Umdrehungen lief. Der Kompressionsraum betrug 0,475 des Hubvolumens. Der Motor wurde mit amerikanischem Petroleum, mit Solaröl, mit Pechelbronner Oel und mit Spiritus betrieben. Die Ergebnisse waren folgende:

ventil zum Cylinder gelangt; die Art der Bildung der Ladung weicht also hier etwas von der oben beschriebenen ab. Die Zündung erfolgt durch den Verdampfer l.

Der 1897 in Leipzig ausgestellte vierpferdige Motor hatte 160 mm Bohrung und 280 mm Hub bei 240 minutlichen Umdrehungen. Bei einer Bremsprobe leistete er bei normaler Umlaufzahl 5,5 eff. Pfst. und brauchte für 1 eff. Pfst. stündlich 0,44 l = 0,36 kg Petroleum. Ein gleichfalls ausgestellter dreipferdiger Motor (130 mm Bohrung, 240 mm Hub, n = 280) unterschied sich konstruktiv nur unwesentlich von dem oben beschriebenen Motor.

Auf die Grob'schen Verbrennungsmaschinen (D. R. P. 77245) sei hier noch hingewiesen (siehe Hartmann a. a. O.), deren Konstruktion von O. Brünler stammt. Die Einrichtung ist so getroffen, dass ausserhalb des Arbeitscylinders, sowohl die Luft als auch das Petroleum durch

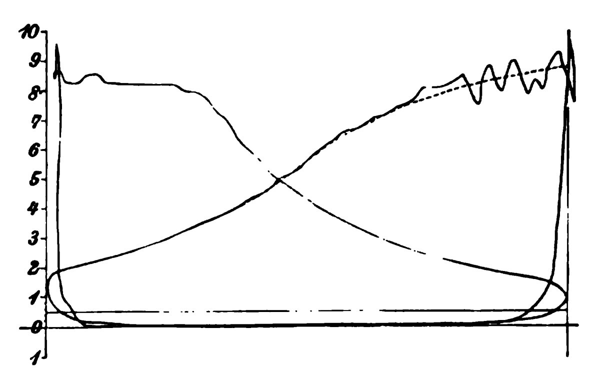


Fig. 375.

geeignete Kompressionsvorrichtungen auf einen Druck von ca. 10 at gebracht werden und dann in genau bestimmtem Verhältnisse in den Arbeitscylinder eintreten, wobei das Petroleum vorher einen Vergaser passirt. Fig. 375 giebt ein von Brünler abgenommenes Diagramm; Hartmann entnahm gleichfalls Diagramme, welche noch besser aussehen. Die Maschine arbeitet genau so wie eine Dampfmaschine, also im Eintakt. Die Steuerorgane für Luft und Petroleum werden kurz vor Hubende geöffnet, so dass im Todpunkte der gewollte Druck vorhanden ist. Bei den Hartmann'schen Versuchen leistete die Maschine 38,5 eff. Pfst. bei einem Petroleumverbrauch von nur 0,224 kg stündlich für eine eff. Pfst. (ohne das für Beheizung des Vergasers nöthige Petroleum), was einer Ausnutzung der Wärme in Höhe von 26 % entspricht. Gleich günstige Ergebnisse hat nur noch der Diesel-Motor aufzuweisen, welcher ja gleichfalls mit Verbrennung arbeitet. Dass trotz dieser hervorragenden Ergebnisse diese

ıschine eine weitere Entwicklung nicht gefunden hat, lässt auf grosse triebsschwierigkeiten schliessen.

Die Firma Ad. Altmann & Co., G. m. b. H., Berlin, baut neben ei kleinen stehenden Modellen vornehmlich liegende Petroleummotoren ı 2 bis 25 Pfst. Leistung. Die Fig. 376 und 377 erläutern die jetzige

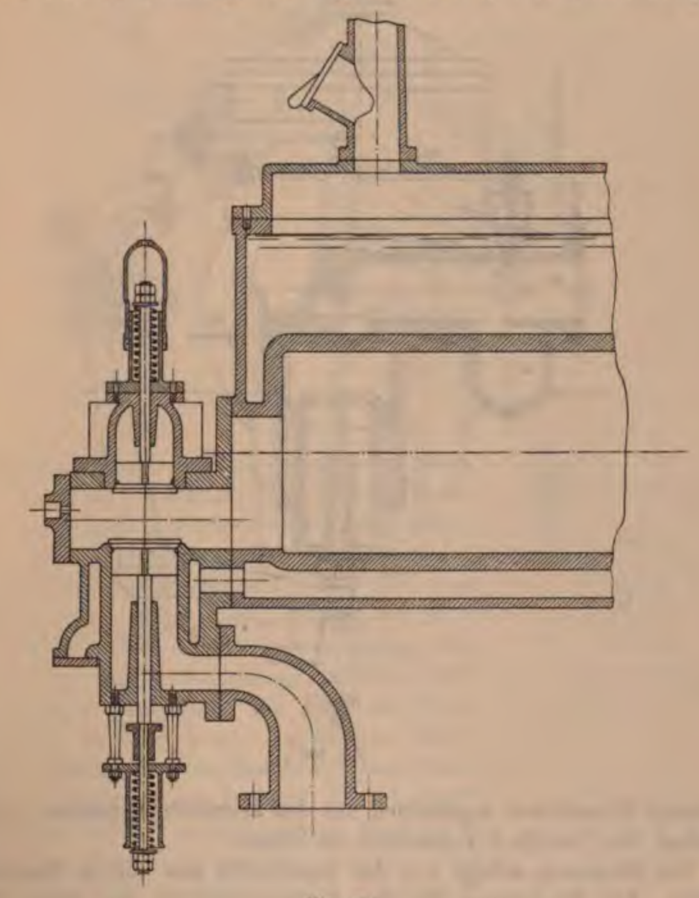


Fig. 376.

nstruktion; die älteste Konstruktion ist identisch mit jener der Maıinenfabrik Heidelberg, früher Molitor & Co., welche Lieckdt S. 92 beschreibt (s. a. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 S. 417).

Das Petroleum gelangt aus einem Behälter in ein kleines auf dem ftrohr a sitzendes Gefäss b, aus welchem es bei geöffnetem Zerstäubertil c zu dem angesaugten Luftstrom hinzutritt, welcher es zerstäubt; Erwärmung der so gebildeten Ladung erfolgt nur an dem heissen

Einlassventil d, somit ohne einen besonderen Vergaser. Etwa nicht zerstäubtes Petroleum wird in dem Petroleumbeutel e aufgefangen und von hier abgelassen. Unterhalb des Zerstäuberventils sind 2 mit Glasplatten

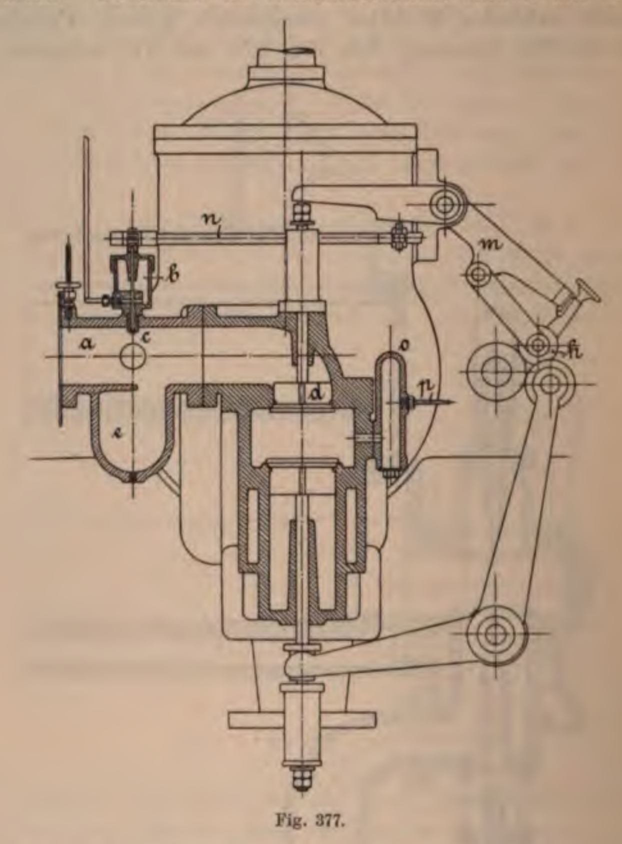


Fig. 377.

versehene Schaulöcher angeordnet, um den Zerstäubungsprocess, sowie die Dichtheit des Ventils c kontroliren zu können.

Die Steuerung erfolgt von der Steuerwelle aus mittels Daumen und Hebeln. Die Einrichtung für das Auslassventil ist aus obigen Figuren erkenntlich, diejenige für das Einlass- und das Zerstäuberventil ist in Fig. 378 dargestellt. Die Einlassdaumenhülse trägt zwei Nocken f und g, von denen der letztere den Einlass bethätigt, während f den verwendeten Pendelregulator (D. R. P. 87628 Potworowski, s. a. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1896 S. 1062) beherrscht. Der Nocken f hebt den an der Daumenrolle h angelenkten Winkelhebel (Pendel) i und lässt ihn wieder fallen, ehe Nocken g die Rolle h anhebt. An diesem Winkelhebel i sitzt nun eine Stahlnase k, welche gegebenen Falls unter die Nase l des Einlass-

ebels m greift. Bei normalem Gange hat Pendel i seine Schwingung ollendet, ehe Nocken g die Rolle h ergreift und es erfolgt eine Hebung

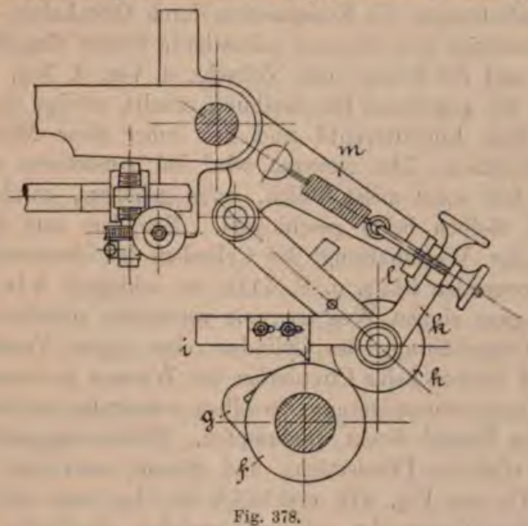


Fig. 378.

es Hebels m; geht aber die Maschine zu rasch,) ist die Nase k noch nicht wieder unter l gengt, wenn Rolle h gehoben wird und es unterleibt daher eine Eröffnung der Ventile d und c. ie Eröffnung des Zerstäuberventils c wird vom inlasshebel m durch einen weiteren Hebel n ewirkt. Aus der Figur ist ersichtlich, dass entil c mit etwas Nacheilung geöffnet wird. ır richtigen Einstellung der nöthigen Petroummenge ist eine durch ein kleines Handdchen bedienbare Verschraubung vorgesehen.

Die Zündung der Ladung erfolgt durch 1 an einen Sack o angeschlossenes Zündrohr p 'ig. 377). Zur Beheizung des Glührohrs dient e in Fig. 379 gezeichnete, gut konstruirte ımpe, welche ihr Petroleum aus einem 1,5 m ber angebrachten Behälter empfängt. Das der Lampe vergaste Petroleum tritt durch Düsen q aus und brennt mit blauer Flamme. ne über dem Schlangenrohr angeordnete Kappe lt die Flamme in einem Büschel zusammen. im Anlassen wird die Lampe durch Spiritus heizt.

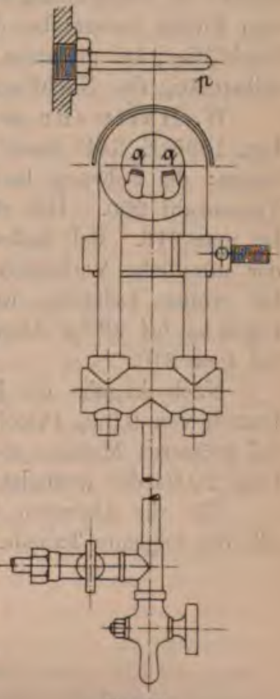


Fig. 379.

Bei grösseren Motoren (über 4 Pfst.) verwendet die Firma eine sehr zweckmässige Anlassvorrichtung D. R. P. 88326. Es wird hier während der ersten Umdrehungen die Kompression durch Offenhalten des Austrittsventils ganz beseitigt und alsdann selbstthätig wieder eingerückt. Nähere Beschreibung und Zeichnung siehe Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 S. 418.

Wie aus der gegebenen Beschreibung erhellt, erfolgt die Bildung der Ladung vor dem Eintrittsventil und hat daher diese Maschine keinen eigentlichen Vergaser. Des weiteren wird bei Aussetzern das Austrittsventil nicht, wie sonst meist üblich, offen gehalten, sondern Ein- und Austrittsventil bleiben beide geschlossen. Nachdem nun bei derartigen Motoren auf die Warmhaltung des Cylinders bei Aussetzern besondere Sorgfalt zu verwenden ist (s. o. S. 411), so schlagen Altmann & Co hierfür einen ganz eignen Weg ein; sie verwenden nämlich statt der gewöhnlichen Wasserkühlung des Cylinders eine sogen. Verdampfungskühlung. Es wird hierbei keine Circulation des Wassers und demzufolge eine nur geringe Temperatursteigerung desselben verwendet, sondern man lässt das Wasser im Mantel direkt verdampfen. Erfahrungsgemäss wird hierbei für jede effektive Pferdestärke und Stunde etwa ein Liter Wasser gebraucht. Wie aus Fig. 376 ersichtlich ist, hat man auf den Wassermantel ein Dampfabzugsrohr aufgesetzt, welches gleichzeitig eine Oeffnung zum Füllen besitzt; bei den Motoren bis zu 6 Pfst. genügt das einfache Nachfüllen, bei grösseren Motoren ist ein Regulierapparat vorgesehen, der selbstthätig das Nachfliessen entsprechend der Verdampfung regelt.

W. Hartmann untersuchte einen 12 pf. Motor (Zeitsch. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 344) dieser Firma, welcher aber noch gewöhnliche Kühlung besass; die Bohrung betrug 280 mm, der Hub 400 mm, die minutliche Tourenzahl 200. Der stündliche Verbrauch beim Leerlauf war 0,27 kg bei $n = 216$. Bei halber Leistung ergab sich $N_e = 6{,}37$, $n = 213$ und der stündliche Verbrauch für 1 eff. Pfst. 0,634 kg bei 42 % Aussetzern; bei voller Leistung war $N_e = 12{,}1$, $n = 209$ und der Verbrauch 0,423 kg bei 20 % Aussetzern. Die Maximalleistung betrug $N_e = 16{,}78$ bei $n = 210$.

Nach Angabe der Firma wird bei den heutigen Motoren ein Verbrauch von 0,3 kg Petroleum garantirt und wurde ein solcher von 0,25 kg bei grösseren Motoren vielfach erreicht; die Kühlung absorbirt hiernach etwa 20 % der verfügbaren Wärme.

Für die kleineren liegenden Motoren von Ad. Altmann & Co. gilt die folgende Tabelle.

Grösse des Motors in Pfst.		2	4	6	8	10
Minutliche Umdrehungszahl		220	220	220	200	200
Gewicht	kg	900	1100	1700	2600	2800
Preis	M.	1500	2150	2650	3300	3600
Länge des Motors	mm	2000	2200	2400	3000	3000
Breite " "	"	900	1000	1200	1400	1500
Höhe " "	"	1200	1300	1600	1800	1900
Durchmesser der Riemscheibe	"	400	400	600	700	700

Von 4 Pfst. Leistung ab haben die Motoren 2 Schwungräder.

Die von der Leipziger Dampfmaschinen- und Motoren-brik vorm. Ph. Swiderski in Leipzig-Plagwitz gebauten Petroleum-toren stammen im Princip von E. Capitaine. Die frühere Kon-uktion ist 1894 in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. S. 816, wie auch von usil (S. 259) beschrieben worden. Hartmann prüfte einen 10pf. otor dieses Systems mit folgenden Ergebnissen: Der Motor von 250 mm hrung und 250 mm Hub sollte mit n = 250 laufen und brauchte im eerlauf stündlich 0,16 kg Petroleum. Bei halber Belastung leistete der-lbe 5,0 Pfst., lief mit n = 249, brauchte pro Pfst. stündlich 0,5 kg etroleum und arbeitete mit 44 % Aussetzern; bei voller Leistung von 0,0 Pfst. fand sich n = 249 und ein Verbrauch von 0,375 kg bei 2 % Aussetzern. Die maximale Leistung ohne Aussetzer betrug 10,75 Pfst. i n = 241.

Die neueste Konstruktion dieser Motoren ist in den Fig. 380 bis 383 rgestellt. Zu näherer Erläuterung der Petroleumpumpe, die aus diesen guren nicht erkenntlich ist, giebt Fig. 384 einen Schnitt durch die üher verwendete Pumpe, welche im Princip die gleiche ist. Im Kopfe s konischen, mit Wasser gekühlten Kompressionsraums a ist das Luft-lassventil b angeordnet, seitlich liegt das gesteuerte Austrittsventil c; r den Lufteintritt ist ein Saugkopf vorgesehen. Der Vergaser d ist itlich angeordnet; das diesem zugeführte Petroleum wird beim Eintritt ei e) zerstäubt und tritt dann senkrecht zur Richtung der Luft in die aube a ein. Die Steuerung wird von einer über der Kurbelwelle liegen-n, durch Stirnräder angetriebenen Welle aus bethätigt, auf welcher aumenscheiben sitzen. Der Nocken f wirkt mittels Rolle auf den Aus-ttsventilhebel g, der als Winkelhebel ausgebildet ist und mit seinem rtikalen Arm h des weiteren auch den Kolben der Petroleumpumpe i wegt. Ein zweiter Nocken k bethätigt den Hebel l, an dem der Ver-eilungsschieber der Pumpe hängt (siehe auch Fig. 384, deren Buch-benbezeichnungen man sich weggelassen denke). Das zu fördernde troleum ist im Maschinengestell bei m untergebracht und steht hier unter uck, welcher laufend von einer Luftpumpe erhalten wird; der Antrieb

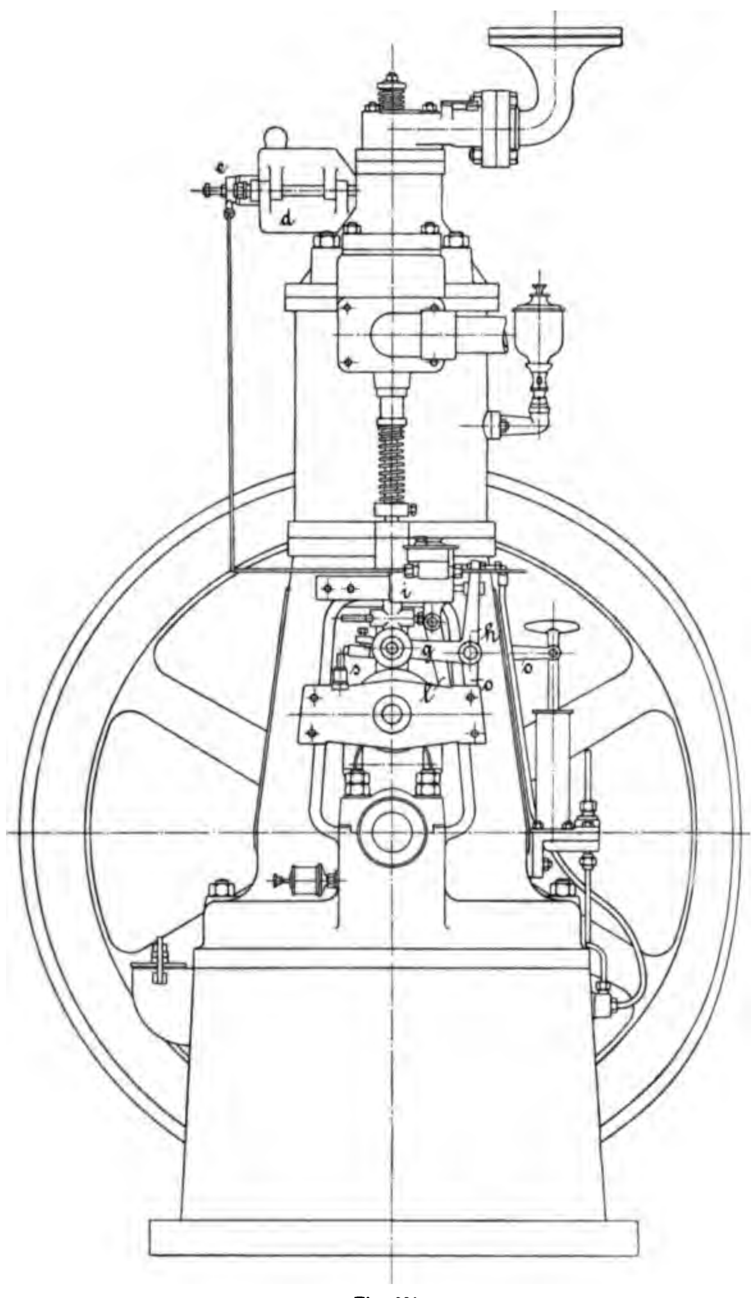


Fig. 380.

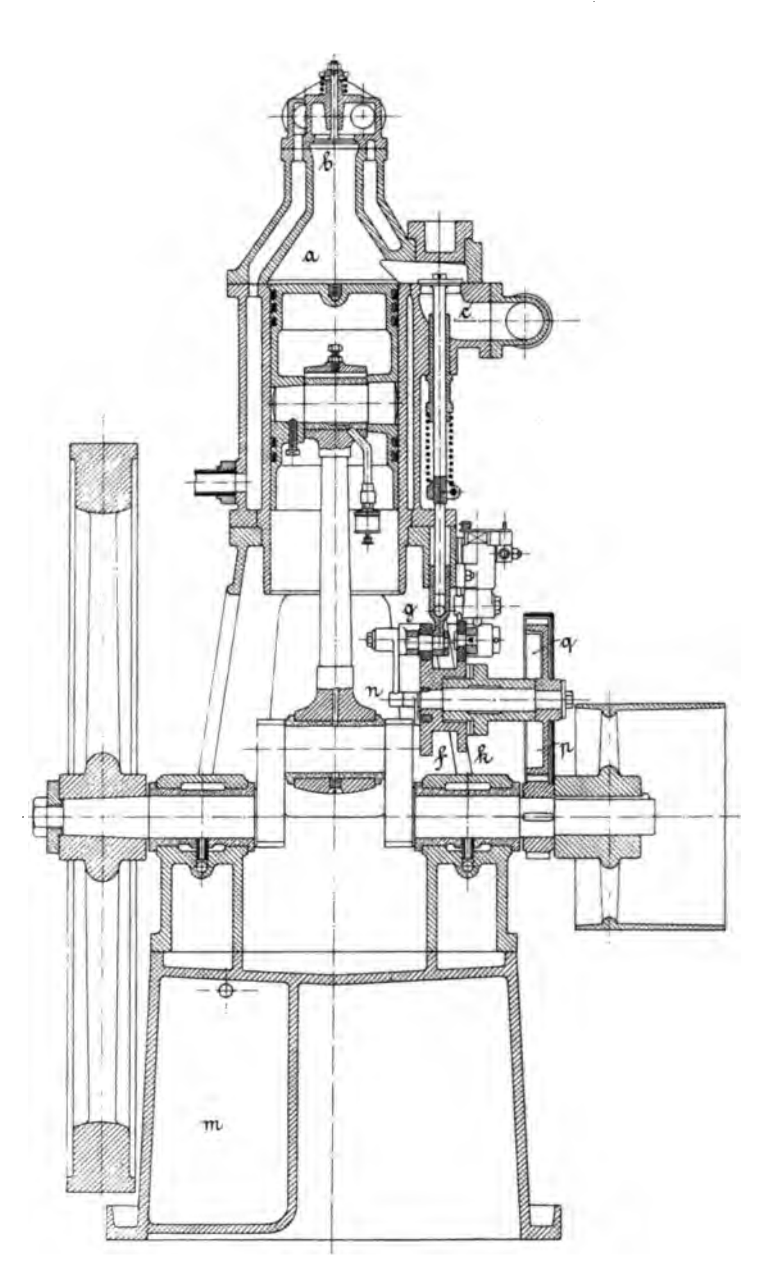


Fig. 381.

dieser Pumpe erfolgt von dem kleinen Zapfen n mittels Winkelhebels. Vor dem Anlassen des Motors wird der Druck in m von Hand erzeugt. Die Regulierung besorgt ein im Zahnrade p untergebrachtes Schwunggewicht q, das eine Nase trägt; bei zu raschem Gange drückt diese Nase auf das Hebelsystem r und es wird dadurch die Schneide s unter den Austrittsventilhebel g gerückt, so dass derselbe nicht mehr niedersinken

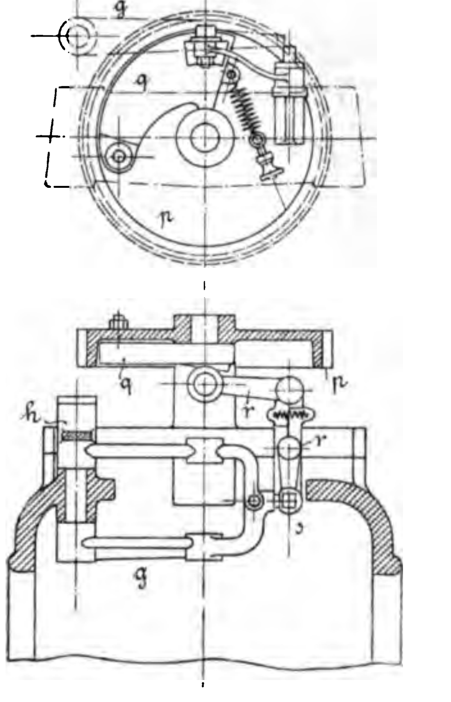


Fig. 382 u. 383.

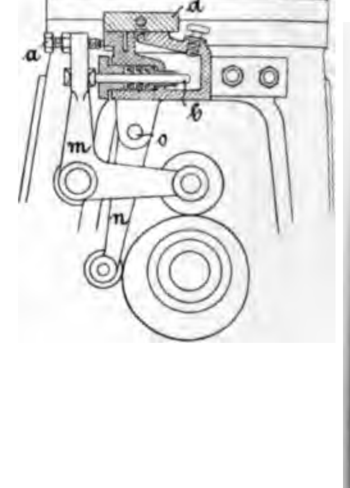


Fig. 384.

kann, somit Ventil c offen hält. Da der Hebel h der Petroleumpumpe mit Hebel g fest verbunden ist, ist also auch er gesperrt und damit die Pumpe ausser Thätigkeit gebracht.

Vor Inbetriebsetzung ist der Vergaser durch eine Lampe zu heizen; im Betriebe wird er durch die Explosionen selbst genügend heiss erhalten. Bei der früheren Konstruktion war der Vergaser ständig beheizt; um ihn auf konstanter Temperatur zu erhalten, war eine Regulierungsvorrichtung angebracht, die auf seinen Dilatationen beruhte und die Heizflamme beeinflusste. Die jetzigen nicht beheizten Vergaser haben gleichfalls eine Regulierung, welche die schützende Asbesthülle bei steigender Temperatur etwas öffnet, bei sinkender schliesst. Wie sich derartige verwickelte Vorrichtungen im Betriebe halten, steht dahin.

Ueber die von der Dresdener Gasmotorenfabrik vorm. [. Hille in Dresden gebauten Petroleummotoren macht Freytag in ;inem Bericht über die Erfurter Ausstellung 1894 nähere Mittheilungen ;eitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 280). Die liegenden Maschinen arbeiten iernach derart, dass die Ladung, d. h. das Petroleum und die ganze Ver-rennungsluft beim Saughube durch einen geheizten Vergaser hindurch ;saugt wird und sich nach Beendigung des Kompressionshubes mittels nes offenen Glührohrs entzündet, welches direkt unter dem Verdampfer ıgeordnet und durch die bekannte Schlangenrohrlampe beheizt ist (D. R. P. 6 776). Das Einlassventil und das mit ihm gekuppelte Petroleumventil erden gesteuert und zwar steht diese Steuerung unter der Herrschaft des ;egulators (D. R. P. 70113). Zu dem Zwecke trägt die kurze hinter der ;urbelwelle gelegene Steuerwelle einen Kurbelzapfen, welcher mittels ;chubstange und Schwinge eine Stange bewegt, die einen Pendelregulator ı Schwingung versetzt und mittels einer Nase und Winkelhebel das Ein-assventil zu öffnen vermag. Geht die Maschine zu rasch, so verhindert ler Regulator die ordnungsgemässe Funktion der Nase und des Winkel-ıebels und das Einlassventil bleibt geschlossen. Da die das Letztere be-astende Spiralfeder stärker gespannt ist, als diejenige des gleichfalls und ;war mittels Daumens gesteuerten Auslassventils, so saugt in diesem Falle ler Kolben Abgase an. Ausführliche Zeichnungen siehe a. a. O. Die anze Konstruktion ist etwas ungewöhnlich und bezüglich der Regulierung, enigstens für grössere Leistungen, nicht recht vertrauenerweckend. Eine ıte Zeichnung der Ventil- und Vergaser-Anordnung giebt auch E. Meyer der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 S. 586.

Einen andern Typus von Petroleummotoren genannter Firma (Modell K) röffentlicht Meyer a. a. O. S. 701. Hierbei wird das Petroleum, durch vas Luft zerstäubt, durch ein selbstthätiges Zerstäuberventil und einen erdampfer in den Cylinder gesaugt, während die Verbrennungsluft ge-ınnt eingeführt wird; der beheizte Verdampfer dient gleichzeitig zur ındung. Dem Zerstäuber fliesst das Petroleum aus einem Behälter zu; e vorhandene Petroleumpumpe dient dazu, das Petroleum in diesem Be-ılter stets auf gleichem Niveau zu erhalten und das für die Lampe ınöthigte Petroleum nach einem Windkessel zu fördern. Bei zu raschem ange wird durch einen auf der Kurbelwelle angeordneten Centrifugal-egulator das Gestänge des Auspuffventils gesperrt, letzteres somit offen ehalten. Das Gestell des Motors ist fest verschlossen, so dass die Pleuelstange z. Th. in Schmieröl arbeitet. Verständliche Zeichnungen giebt genannte Quelle.

Nachstehende Tabelle umfasst Angaben der Fabrik.

Modell	Cyl. Durchm. mm	Hub mm	Tourenzahl	Grösste Bremsleistung	Petroleum-Verbrauch kg für 1 eff. Pfst. stündlich	beim Leerlauf stündlich
GW lieg. 3 pf.	135	230	260	4,0	0,44	1,0
MK „ 4 pf.	190	190	250	7,3	0,44	1,8
GW „ 4 pf.	150	260	260	5,1	0,47	1,2
K stehd. 4 pf.	190	190	280	5,4	0,44	1,2
G lieg. 8 pf.	200	400	200	11,4	0,46	1,8
G „ 12 pf.	240	400	180	15,0	0,36	2,0

Hartmann untersuchte zwei liegende Motoren genannter Firma. Der eine Motor war 3 pferdig und hatte 130 mm Bohrung bei 230 mm Hub. Dieser ergab bei halber Leistung $n = 245$, $N_e = 1,53$ und 0,72 kg Verbrauch bei 50 % Aussetzern, bei ganzer Leistung $n = 250$, $N_e = 3,12$ und 0,45 kg Verbrauch bei 16 % Aussetzern und maximal $N_e = 4,10$ bei $n = 250$. Der andere Motor, von 10 Pfst., hatte 200 mm Bohrung und 400 mm Hub; für diesen fand sich bei halber Leistung $n = 238$, $N_e = 5,15$ und 0,732 kg bei 55 % Aussetzern, bei ganzer Leistung $n = 244$, $N_e = 10,56$ bei 0,502 kg und 25 % Aussetzern. Daraus findet sich für diese Motoren bei ganzer Leistung eine Wärmeausnutzung von 13 bezw. 11,7 %.

Dem zuletzt beschriebenen Motor ähnlich sind die Petroleummotoren Gnom der Motorenfabrik Oberursel W. Seck & Co. gebaut. Eingehendere Beschreibungen und Zeichnungen siehe Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 282 und 1897 S. 702. Die Motoren sind stehend gebaut, haben geschlossenes Gehäuse und arbeiten mit durch Luft zerstäubtem und durch einen beheizten Vergaser geleiteten Petroleum; die Verbrennungsluft tritt getrennt, central von oben herbeigeführt, hinzu. Die Zündung erfolgt durch den Verdampfer selbst. Für das Auspuffventil ist eine eigenartige Excentersteuerung (D. R. P. 74547) verwendet, welche ziemlich verwickelt ist und recht wenig betriebssicher erscheint. Auf der Kurbelwelle sitzt ein Excenter, dessen Ring mittels einer Schwinge geführt ist. Dieser Ring ist oben mit Führungen für einen kleinen Schieber versehen, welcher bei geeigneter Stellung unter die Austrittsventilstange fasst und diese zufolge der Excenterbewegung hebt. Der erwähnte Schieber wird gegen die Wirkung einer Spiralfeder von einem Daumen bewegt, der auf einer am Excenterring gelagerten kleinen Axe sitzt, welche durch ein Schraubenräderpaar im Verhältniss 2 : 1 von der Kurbelwelle aus in Umdrehung versetzt wird, so dass somit das Austrittsventil nur bei jeder zweiten Umdrehung gehoben wird. Der dieser Konstruktion nachgerühmte Vortheil des Wegfalls von Steuerrädern ist naturgemäss nur ein scheinbarer.

Bei zu raschem Gange wird durch einen auf der Kurbelaxe sitzenden Regulator die Austrittsventilstange in angehobener Stellung gesperrt, das Ventil selbst also offen gehalten.

Folgende Tabelle enthält einige Angaben über diese viel verwendeten Motoren.

Leistung in Pfst.	1	2	3	4	5	6	8	10
Min. Umdrehungs-Zahl	400	360	350	300	300	290	280	270
Gewicht kg	420	690	775	1020	1050	1540	2000	2270
Höhe d. Maschine mm	950	1050	1100	1200	1300	1350	1550	1700
Breite „ „ „	1000	1150	1200	1350	1400	1650	1800	2000
Länge „ „ „	700	800	850	950	1050	1050	1150	1200

W. Hartmann fand bei seinen bekannten Versuchen folgende mit einem 4 pf. Motor Gnom von 190 mm Bohrung und Hub erreichte Werthe:

Halbe Leistung. $n = 315$. $N_e = 2{,}21$. Stündl. für 1 eff. Pfst. 0,688 kg Petroleum. 25 % Aussetzer.

Ganze Leistung. $n = 302$. $N_e = 4{,}23$. Stündl. für 1 eff. Pfst. 0,440 kg Petoleum. 12,5 % Aussetzer.

Grösste Leistung. $n = 306$. $N_e = 5{,}72$. Aussetzer 8 %.

Ueber die liegenden Petroleummotoren der Bielefelder Maschinenfabrik vorm. Dürkopp & Co. berichtet Hartmann (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 344), dass die Konstruktion derjenigen des Priestman-Motors (S. 418) ähnele. Das Betriebspetroleum steht in einem Behälter unter Druck, der durch eine kleine Luftpumpe erhalten wird; nach der Zerstäubung wird Luft beigemengt und das Gemisch in den Cylinder geführt, wo es verdampft. Zur Zündung dient ein Glührohr. Der Regulator sperrt bei zu raschem Gange die Zufuhr des Petroleums zum Zerstäuber ab.

Ein 8 pf. Motor von 220 mm Bohrung und 340 mm Hub ergab folgende Werthe:

Halbe Leistung. $n = 212$. $N_e = 4{,}27$. Petr.-Verbrauch 0,808 kg. Aussetzer 36 %.

Ganze Leistung. $n = 211$. $N_e = 8{,}5$. Petr.-Verbr. 0,456 kg. Aussetzer 11 %.

Grösste Leistung. $n = 208$. $N_e = 10{,}0$. Aussetzer 1,5 %.

Von principiell ganz gleicher Konstruktion sind nach Hartmann die Motoren der König Friedrich August-Hütte, Potschappel, nur dass das Petroleum hier unter dem Drucke eines Gewichtsakkumulators steht. Ein 10 pf. Motor von 240 mm Bohrung und 450 mm Hub ergab bei halber Leistung $n = 177$, $N_e = 4{,}97$ und 1,005 kg Verbrauch,

bei ganzer Leistung n = 175, N_e = 9,8 und 0,594 kg Verbrauch und konnte bis 11,1 Pfst. gesteigert werden. Diese Ergebnisse sind keineswegs günstige, da sich bei Vollleistung nur eine ∾ 10 % Ausnutzung der Wärme herausstellt.

Ein stehender Petroleummotor von F. Butzke & Co., wurde von Hartmann beschrieben und untersucht. Eigenartig ist hier die Gemischbildung. Eine oscillirende Pumpe spritzt das Petroleum, Fig. 385, direkt auf das selbstthätige Einlassventil. Durch den Stutzen F tritt das Petroleum herbei, während die Luft durch die Oeffnungen E, das heisse Auspuffventilgehäuse bestreichend, angesaugt wird. Die Mischung des Petroleums mit der Luft wird durch einen eingeschraubten Ring G begünstigt. Die Abgase gehen durch das Auspuffventil nach dem Stutzen A. Das Zündrohr C wird durch die im todten Raum B verbleibenden Gase genügend heiss erhalten; beim Anlassen wird die mit einer Schutzhülse D versehene Schraube H weggenommen und das Zündrohr direkt erhitzt. Die Petroleumzufuhr erfolgt während des Theiles des Hubes, wo annähernd gleichförmige Kolbengeschwindigkeit herrscht, um eine gute Mischung zu erzielen. Näheres ist nicht bekannt geworden.

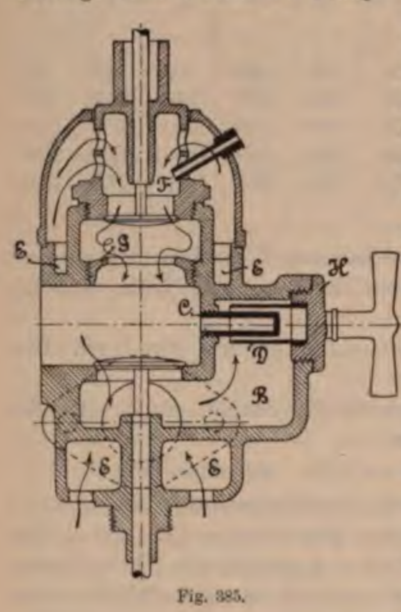


Fig. 385.

Der untersuchte 4 pf. Motor besass 170 mm Bohrung bei 340 mm Hub. Bei halber Leistung und n = 275 ergab er N_e = 2,2 und einen Verbrauch von 0,977 kg bei 10 % Aussetzern, bei ganzer Leistung und n = 275, N_e = 4,13 bei 0,562 kg Verbrauch. Im letzten Falle wurden 10,5 % der Wärme ausgenutzt.

Die Petroleummotoren von E. Januscheck beschreibt Freytag (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 34) eingehend unter Beigabe guter Zeichnungen. Interessant ist die Konstruktion der Petroleumpumpe. Bei voller Leistung brauchte ein 4 pf. Motor 0,672 kg Petroleum stündlich für 1 eff. Pfst. Die Firma ist erloschen.

Lediglich erwähnt werden mögen hier die Motoren von Kjelsberg, gebaut von der Schweiz. Lokomotiv- und Maschinenfabrik, Winterthur (siehe Lieckfeldt S. 70 und Zeitschr. d. V. d. Ing. 1897 S. 586), diejenigen nach v. Lüde, gebaut von F. Saurers Söhne, Arbon und vermuthlich auch von Rich. Langensiepen, Magdeburg-

Buckau (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 344), welche in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1891 S. 997 und 1897 S. 670 beschrieben sind, von A. Schmid, Zürich (ebenda 1897 S. 671) und von der Maschinenfabrik Chn. Mansfeld, Leipzig-Reudnitz (ebenda 1898 S. 345).

Die Berliner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. L. Schwartzkopff baute Petroleummotoren System Kasalowsky, mit Ventilsteuerung und Glührohrzündung, hat jedoch neuerdings den Bau aufgegeben.

Ueber die liegenden Petroleummotoren der Motorenfabrik Werdau A.-G. habe ich Näheres nicht erfahren; äusserlich machen dieselben einen guten Eindruck. Sie werden in Grössen von 1 bis 125 Pfst. mit Tourenzahlen von 260 bis 170 gebaut.

Die Maschinenbau-Gesellschaft München baut liegende Petroleumkraftmaschinen mit Ventilsteuerung in Grössen von 1 bis 10 Pferdestärken mit 230 bis 180 minutlichen Umdrehungen. Die Fig. 386 und 387

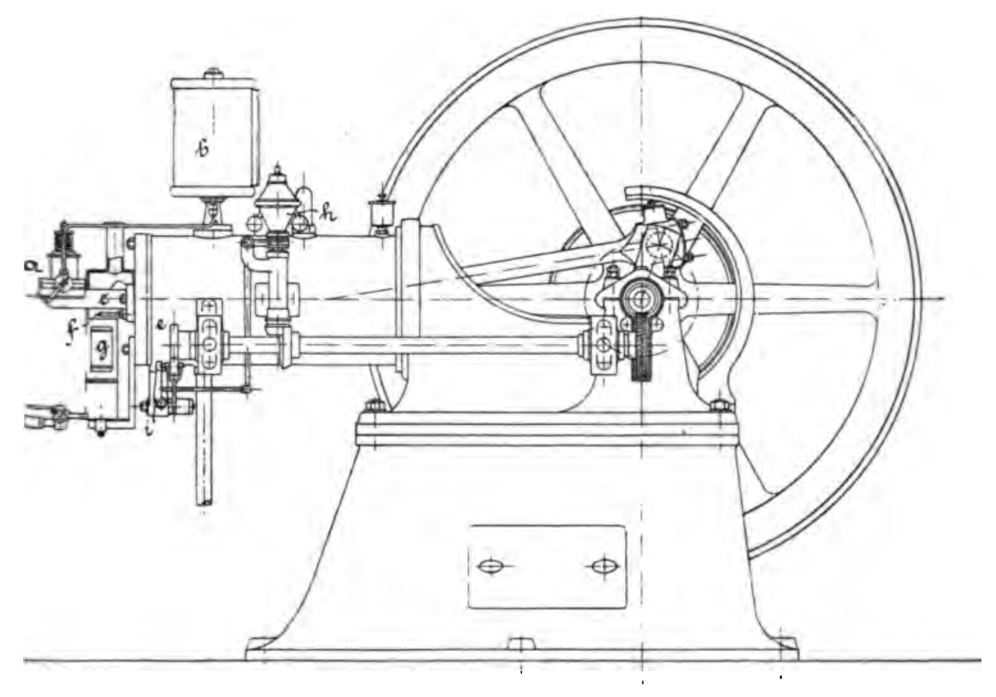


Fig. 386.

geben äussere Ansichten des Motors. Die Steuerung erfolgt von einer durch Schraubenräder angetriebenen Welle aus. Die durch das selbstthätige Mischventil a angesaugte Luft zerstäubt das vom Behälter b durch

ein Röhrchen herbeigeführte Petroleum; die Mischung tritt alsdann durch den Vergaser c in den Cylinder. Das gesteuerte Auslassventil d wird durch einen Daumen e bethätigt. Unterhalb des Vergasers ist das offene Glührohr f angeordnet; beide, Vergaser und Glührohr werden von einer Lampe g beheizt, welche ihr Petroleum von einem besonderen Behälter empfängt. Die Regulierung erfolgt wie bei den Körting'schen Motoren durch Offenhalten des Austrittsventils d. Ein Centrifugalregulator h zieht

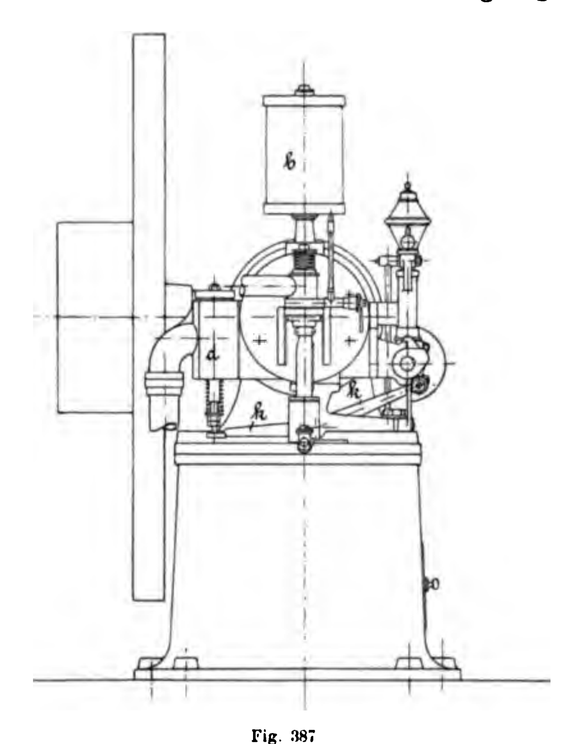


Fig. 387

bei zu raschem Gange eine Klinke i nach rechts, welche alsdann den Auslassventilhebel k niederhält, so dass das Ventil selbst offen bleibt; hierbei ist natürlich wieder nöthig, dass der Daumen e den Hebel k bei jeder Umdrehung der Steuerwelle etwas lüftet, damit bei sinkender Tourenzahl der Regulator die Klinke wieder zur Seite rücken kann.

Die Firma giebt an, dass ein mit einem 3pferdigen Motor abgeführter Versuch bei 230 minutlichen Umdrehungen eine Bremsleistung von 4,32 Pfst. bei einem Petroleumverbrauch von 0,344 kg für eine Pferdestärke stündlich ergeben habe. Im Leerlauf seien auf 1 Zündung 10 Aussetzer erfolgt uud etwa 0,2 kg Petroleum gebraucht worden. Die

reise der Motoren von 1, 5 bezw. 10 Pfst. betragen 1200, 2500 bezw. 000 Mark.

Die Gasmotorenfabrik Moritz Hille in Dresden-Löbtau hatte 897 in Leipzig u. A. auch einen 5pf. liegenden Petroleummotor ausge-ellt, von welchem Freytag (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1898 S. 469) nige Details veröffentlicht. Der Motor arbeitet so, dass ein Theil der uft direkt zum Cylinder strömt, während der andere das Petroleum zer-äubt; letzteres Gemisch passirt einen Verdampfer und mischt sich vor em Eintrittsventil mit der übrigen Luft. Ein Pendelregulator hält bei raschem Gange das Austrittsventil offen.

Ueber die Petroleummotoren der Sachsenburger Aktien-Ma-chinenfabrik und Eisengiesserei berichtet Freytag ebenfalls a. O. unter Beigabe ausführlicher Zeichnungen

Einer sehr interessanten Konstruktion eines Verbrennungs-Petroleum-otors von Capitaine mag hier noch gedacht werden, welche durch esondere Umstände nicht recht zur Entwicklung gelangte. Es wurde dieser Iotor 1891 von Ph. Swiderski gebaut; er ist erst durch den Patent-treit zwischen Capitaine und Diesel weiteren Kreisen bekannt ge-vorden. Das Wesentliche der Konstruktion ist in den D. R. P. 60801 nd 60977 niedergelegt. In Fig. 388 ist ein Schnitt durch den Motor, n Fig. 389 ein Horizontalschnitt durch den Kompressionsraum darge-tellt; Fig. 390 giebt einen Schnitt durch die Petroleumpumpe in grösserem Iaasstabe.

Der Motor arbeitet nach dem Zweitaktsystem; die Vorderseite des olbens wirkt als Luftpumpe und schiebt die komprimirte Luft nach em Behälter, von wo sie zu dem Luftventil L gelangt. Gegen das de der Auspuffperiode, also bei geöffnetem Auslassventil A, wird ntil L geöffnet und so der Cylinder ausgeblasen; dann schliesst sich A d die Kompression beginnt. Unter dem Cylinder ist die Zerstäuber-tpumpe P angebracht, welche in ganz eigenartiger Weise die Förderung Petroleums mittels einer Membran mit besorgt. Das Saugventil dieser mpe ist mit S, das Druckventil mit D bezeichnet; öffnet sich S, so rd auch gleichzeitig durch einen Winkelhebel das Petroleumsaugventil s öffnet. Durch die im Pumpencylinder eintretende Luftverdünnung wird eiter durch den unter dem Druckventil D hinführenden Kanal auf die Iembran M eine Saugwirkung ausgeübt, somit durch Ventil s hindurch ine gewisse Menge Petroleum angesaugt. Bei der Druckwirkung im Cylinder P schliesst sich Ventil S und damit auch s, die Druckluft ent-weicht durch Ventil D, die Membran wird nach links gedrückt und das Petroleum durch das Druckventil d gefördert. Sobald also der Druck in er Pumpe P grösser ist als im Arbeitscylinder, werden die Zerstäuberluft nd das Petroleum in diesen gefördert. Ein Centrifugalregulator verstellt nen mit dem Pumpraum in Verbindung stehenden Hahn, welcher bei

zu raschem Gange mehr oder weniger geöffnet wird; auf diese Weise erreicht der Druck in der Pumpe nicht die normale Höhe und es wird weniger bezw. gar kein zerstäubtes Petroleum in den Arbeitscylinder überführt.

Luft und Petroleum gelangen nun nach zwei diametral gegenüber-

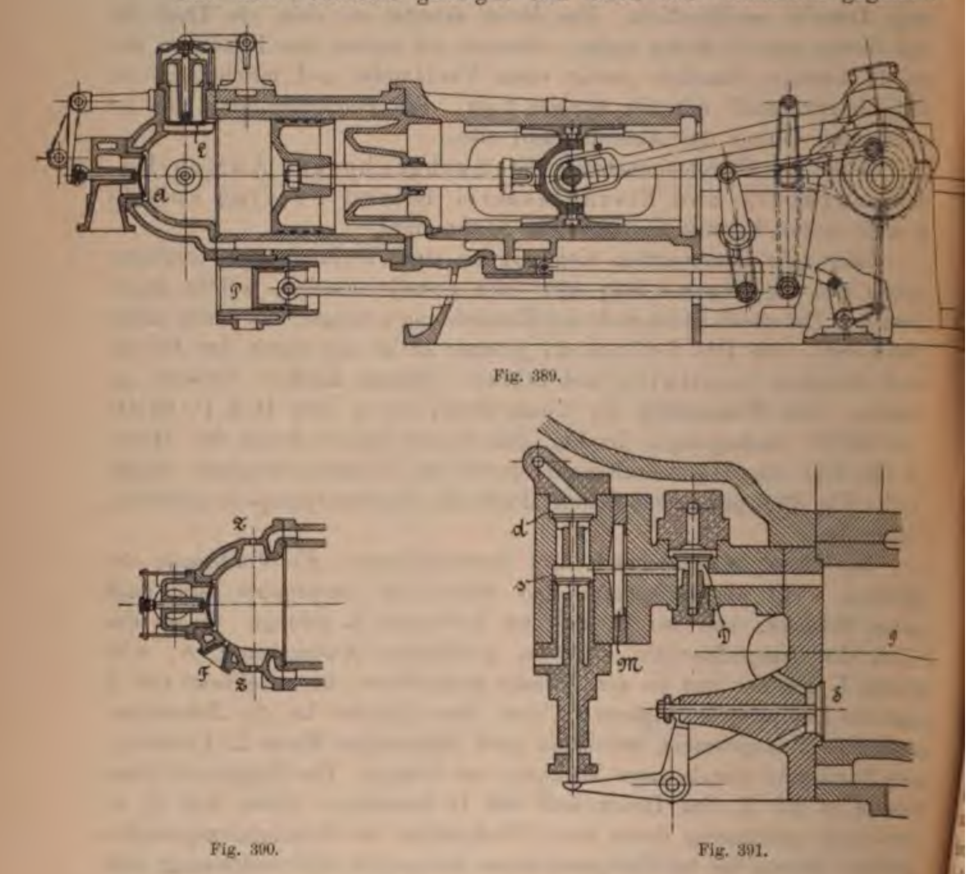


Fig. 389.

Fig. 390.

Fig. 391.

liegenden Zerstäubern Z; diese Anordnung bezweckt eine rasche Vertheilung des Petroleumstaubes im Verbrennungsraum und soll verhindern, dass das Petroleum an die Wandungen gelange, wo es nur schwer und zu spät verbrennt. Die Entzündung der Ladung erfolgt mittels eines Zünders F, für welchen nähere Angaben fehlen (s. a. D. R. P. 60977).

Wie Capitaine in einem im April 1898 in Frankfurt a. M. gehaltenen Vortrage erwähnt, ist diese Konstruktion durch das Bestreben entstanden, eine Maschine zu schaffen, welche mit den schweren Rückständen des russischen Erdöls, dem sogen. Massut betrieben werden könne;

eciell diesem Zwecke angepasst ist die vorbeschriebene Bildung und erbrennung der Petroleum-Strahlen. Der Verbrauch an Massut pro 'st. u. St. belief sich auf 0,4 kg. Bei mehr oder minder grossen Fül- ngen ergab sich der Uebelstand eines theerartigen Ueberzugs der Kolben- ufflächе, welcher bei geringer Belastung, also grossem Luftüberschuss, nicht ftrat. Die Entwicklung der eigentlichen Petroleummotoren Capitaine's nderte die weitere Verfolgung dieser Verbrennungsmaschine; die erreichten ompressionsspannungen betrugen bis zu 15 kg/qcm, der Motor hatte 0 mm Bohrung und 330 mm Hub.

Auf der Münchener Ausstellung 1898 trat Capitaine mit einem uen stehenden, von der Firma Fritz Scheibler in Aachen gebauten etroleummotor hervor. Der Motor arbeitet im Viertakt, weicht aber sofern von allen übrigen Motoren ab, als der Kolben durch seine Schub- ange nicht direkt, sondern erst vermittels eines Balanciers auf die Welle irkt; diese Anordnung, welche eine Vermehrung der Lagerungen zur olge hat, wurde gewählt, um eine niedrigere Bauart zu erhalten und den urch das Ausschwingen der Schubstange auftretenden Seitendruck auf en Kolben zu verringern. Der Motor soll ohne gemauertes Fundament nd ohne Befestigung auf festem ebenen Boden ruhig laufen.

Die Fig. 391 stellt den Motor im Querschnitt dar. Der Kolben ist hr lang gehalten und durch 8 Ringe gedichtet. Interessant ist die onstruktion der Schubstangen; die beiden Aussenschalen werden durch ien Bügel zusammengehalten, in dessen Querstück zum Zwecke des zziehens und Nachstellens eine Schraube mit gerändeltem Bund ange- cht ist, während sich die inneren Schalen gegen die eigentliche rohr- mige Schubstange stützen.

Der Kompressionsraum ist konisch gestaltet und steht in stets offener rbindung mit dem Verdampfer. Während der Saugperiode wird durch Petroleum, durch b die Zerstäuberluft angesaugt; beide gelangen durch Ventil zum Verdampfer. Der Verdampfer selbst besteht aus einem ippten Rohr und wird von aussen beheizt. Die eigentliche Verbren- gsluft tritt durch das oben im Kompressionsraum angeordnete Ventil bei; um nun eine recht innige Mischung des Petroleumdampfes mit der ft zu erzielen, ist im Kolben noch ein kleines Ventil angebracht, das sen Vorgang unterstützen soll, ohne dass jedoch die reicheren Theile Ladung gegen die kalten Wände geworfen werden.

Die Zündung der Ladung erfolgt durch die heissen Wandungen s Verdampfers unter Mitwirkung der Kompression; sobald die Petroleum- enge und die Umlaufzahl entsprechend gewählt sind, lassen sich nach apitaine Kompressionen bis zu 8 at Ueberdruck anwenden, ohne dass orzündungen eintreten. Capitaine nimmt an, dass die Entzündung ereits eingeleitet sei, wenn die Kompression kaum zur Hälfte bewirkt ; da der Entzündungs- und Verbrennungsvorgang immer eine gewisse,

von dem Reichthum der Ladung abhängige Zeit erfordert, wird das Maximum der Druckentwicklung dennoch zur gewünschten Zeit auftreten.

Die direkte Beheizung des Verdampfers kostet wenig Petroleum und bietet mancherlei Vortheile gegenüber den ohne Lampe arbeitenden, un-

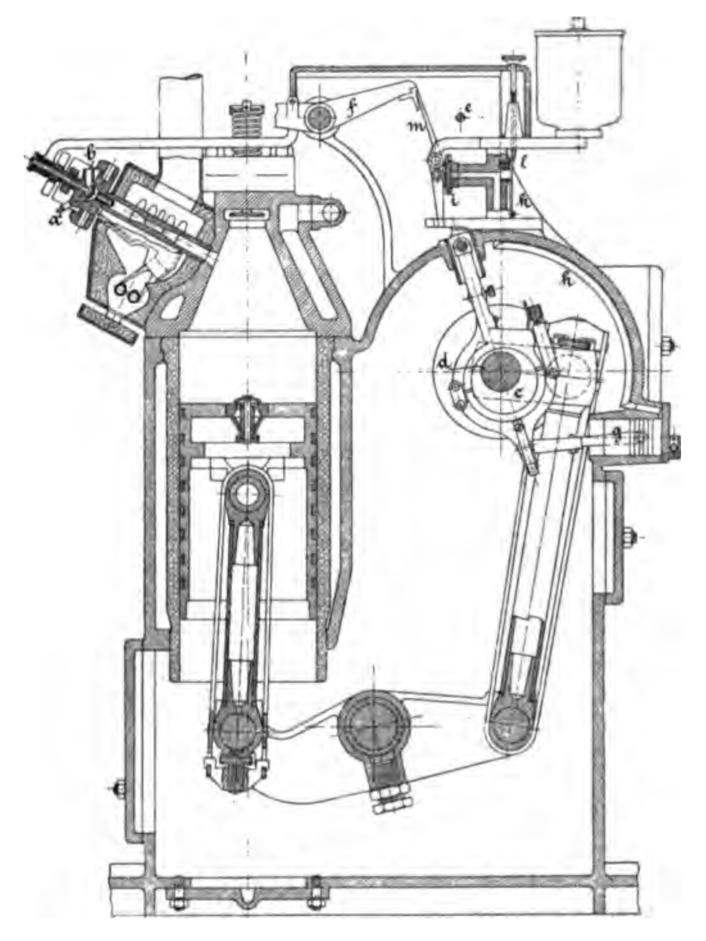


Fig. 391.

gekühlten, durch die Explosionen selbst erhitzten Verdampfern, da letztere von der Belastung des Motors, von Stillständen usw. sehr stark beeinflusst werden. Da die Betriebsunsicherheit der gebräuchlichen Lampen wesentlich durch Verstopfen der feinen Oeffnungen veranlasst wird und ihre Feuergefährlichkeit durch den angewendeten Druck des Petroleums bedingt ist, konstruirte Capitaine eine Lampe, welcher das Petroleum zwar

ı unter Druck zufliesst, bei welcher jedoch dieser Druck durch den lerstand einer relativ langen, engen Rohrleitung vernichtet wird, so man die Austrittsöffnung an der Lampe unbedenklich gross halten n (D. R. P. 98376). Das Petroleum gelangt tropfenweise in einen n am Verdampfer angebrachten Kanal, verdampft, mischt sich mit t und tritt durch eine Anzahl horizontaler, mit Oeffnungen versehener re brennend aus. Die Lampe funktionirt zuverlässig und kann ohne ntlichen Schaden Tag und Nacht brennen.

Zur Petroleumzufuhr wählte Capitaine eine Pumpe, welche, um Undichtheiten der Kolbenpumpen zu entgehen, mit einer Membran itet.

Die Bewegung dieser Membranpumpe, welche Fig. 392 verdeutlicht, Steuerung des Austrittsventils, sowie die Regulierung sind von einem

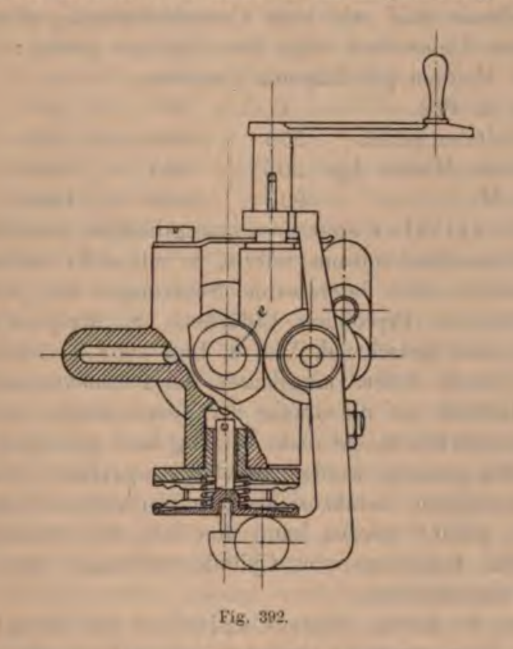


Fig. 392.

enter c, das auf der Motorwelle d sitzt, abhängig gemacht. Von der eberartigen Führung des Endes der Excenterstange wird zunächst els Sperrklinken und Sperrrad die Steuerwelle e in Bewegung versetzt, he ihrerseits durch unrunde Scheiben den Austrittsventilhebel f und Petroleumpumpe bethätigt. Diese Einrichtungen sind etwas verwickelt deshalb in die Zeichnung nicht mit aufgenommen worden. Am unteren e des Excenter c ist weiter ein kleiner Luftkolben g angehangen, her die Regulierung bewirkt; die Leitung h dieser kleinen Luftpumpe

ist nach oben geführt und hier links mit einer Membrane i verbunden, während sich rechts das offene Ende der Leitung befindet. Vor dieser Oeffnung ist ein dünnes, durch eine Spiralfeder abgedrücktes Blech k angebracht, das sich oben an den Stift l anlegt. Bei normalem Gange saugt und drückt die Pumpe Luft, ohne die Membran i und das Blech k zu beeinflussen; geht die Maschine jedoch zu rasch, so wird das Blech k angesaugt, es tritt eine Luftverdünnung ein und Membran i wird nach rechts gezogen. Durch diese Bewegung der Membran werden die die Steuerwelle e antreibenden Sperrklinken bei Seite gerückt, also ausser Thätigkeit gebracht, so dass die Steuerwelle und damit die Membran-Petroleumpumpe zur Ruhe kommen; gleichzeitig wird durch Membran i der Hebel m nach links geschoben, so dass er sich unter den Austrittsventilhebel f stellt, das Austrittsventil somit offen hält.

Die Maschinen sind mit einer Centralschmierung versehen, die das Oel mit starkem Ueberdruck nach dem Cylinder presst.

Für diese Motoren gilt folgende Preisliste.

Leistung in Pfst.	1	2	4	6
Min. Umdrehungszahl	300	280	260	240
Gewicht des Motors, kg	200	400	800	900
Preis in M.	900	1150	1400	1600

Weshalb Capitaine statt eines zwangsläufigen Antriebes der Steuerwelle einen Klinkenmechanismus wählte, ist mir nicht bekannt; jedenfalls weist die Maschine viele interessante Neuerungen auf, die z. Th. wohl noch einer längeren Erprobung bedürfen. S. übrigens a. Glaser's Annalen 1898 und Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1898 S. 1458.

Da, wie bereits früher angedeutet, bei Petroleummotoren die Kompression im Hinblick auf die Gefahr der Vorzündungen und der dadurch herbeigeführten starken Stösse nicht beliebig hoch gesteigert werden kann, ist der Vorschlag gemacht worden, durch Einspritzen von Wasser die Kompressionstemperatur herabzuziehen; da hierdurch vornehmlich nur das Gemisch selbst gekühlt werden kann und soll, ist selbstverständlich zur Vermeidung des Erglühens von Cylinderwandungen der Wassermantel nach wie vor unentbehrlich.

Vor etwa 10 Jahren baute Capitaine auf Grund des D. R. P. 48612 einen Petroleummotor, welcher selbstthätige Wassereinspritzung hatte; die Einrichtung ist in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1898 S. 1150 abgebildet und beschrieben. Hierbei wurde vom Explosionsdruck ein keiner Kolben nach aussen geschoben, welcher mittels eines Schiebers Wasser nach dem Eintrittsventil treten liess; je früher der Explosionsdruck vor dem todten Punkte eintrat, um so grösser war diese Wassermenge. Da hier das Einführen des Wassers eben vom Eintritt der Explosion abhängig gemacht war, konnte wohl nur erreicht werden, dass die Zündung selbst verlangsamt wurde, doch waren immerhin höhere

Kompressionsgrade erreichbar. Die ausgeführten Maschinen zeigten aber mancherlei Uebelstände und wurden deshalb verlassen.

Neuerdings nun hat Bánki (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1898 S. 902 und 1151) den gleichen Gedanken wieder aufgegriffen; bei seinen Ausführungen wird vor oder hinter dem Petroleumzerstäuber noch ein Wasserzerstäuber angeordnet. Trotz einer Verkleinerung des Kompressionsraums liefen diese Motoren mit Wassereinspritzung sanft und ruhig, zeigten aber nach Abstellung der letzteren sofort heftige Stösse. Der Wirkungsgrad solcher Motoren erreichte die bei Gasmotoren üblichen Ziffern. Ein mitgetheiltes Diagramm einer Maschine von 160 mm Bohrung und 240 mm Hub zeigt einen Kompressionsüberdruck von etwa 8,7, einen Explosionsdruck von ca. 27 und einen mittleren Ueberdruck von 7,24 kg/qcm (falls die Maassstabangabe zutrifft); diese Ziffern sind ausserordentlich hohe. Bánki findet den Grund der sehr günstigen Ergebnisse auch in der leichten Regulierbarkeit des Verhältnisses von Petroleum zu Wasser; er fand stets gleich gute Diagramme, ohne Rücksicht darauf, wie stark der Motor belastet war. Man darf auf in Aussicht gestellte weitere Versuchsergebnisse sehr gespannt sein.

Zum Schlusse sei nun noch ein Petroleummotor besprochen, welcher durch seinen eigenartigen Process und seine hervorragenden Ergebnisse berechtigtes Aufsehen erregt hat, der sogen. Diesel-Motor. Im Jahre 1893 veröffentlichte Rudolf Diesel im Springer'schen Verlag eine Broschüre „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors", in welcher er seine Gedanken theoretisch und praktisch entwickelte. Es würde zu weit führen, in diese theoretischen Betrachtungen hier einzutreten, um so mehr, als aus denselben sich wesentlich Neues nicht ergiebt; es genügt, zu erwähnen, dass Diesel von dem bereits mehrfach erwähnten Carnot'schen Kreisprocesse ausgeht, welcher bekanntlich unter allen zwischen zwei bestimmten Grenztemperaturen gelegenen Kreisprocessen den günstigsten Wirkungsgrad ergiebt und dass er durch Annäherung zu einem praktisch brauchbaren Resultat zu gelangen sucht. Ein weiteres wesentliches Moment in Diesel's Bestrebungen bildet die Bemühung, den durch den Wassermantel bislang verursachten Wärmeverlust zu beseitigen bezw. zu verringern. In den nachstehend aufgeführten vier Forderungen (s. a. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 S. 787) sind die Ergebnisse der Diesel'schen Studien zusammengefasst.

1. Bei einem rationellen motorischen Wärmeprocess soll die Verbrennungstemperatur nicht durch die Verbrennung und während derselben erzeugt werden, sondern vor und unabhängig von ihr (also noch vor erfolgter Zündung) lediglich durch mechanische Kompression reiner Luft.

2. Da der Carnot'sche Process zu ausserordentlich hohen Drucken führt (S. a. Fig. 97), muss von ihm abgewichen werden. Statt zunächst

isothermisch auf 2 bis 4 at und dann adiabatisch auf das 30 bis 40-fache zu komprimiren, nehme man nur adiabatische Kompression, etwa auf 30 bis 50 at. Gerade diese Abweichung vom Carnot'schen Process ersetzt ihn durch einen ausführbaren.

3. Die Einführung des Brennstoffs in die auf die Verbrennungstemperatur adiabatisch komprimirte Luft soll nur ganz allmälig erfolgen, derart, dass die durch allmälige Verbrennung entstehende Wärme jeweils in statu nascendi infolge einer entsprechenden Expansion, d. h. mechanischer Kühlung der Gase, aufgezehrt werde. Die Verbrennungsperiode soll mehr oder weniger isothermisch verlaufen, mithin soll hierbei keine oder nur eine verhältnissmässig geringe Temperatursteigerung erzeugt werden.

4. Es ist ein beträchtlicher Luftüberschuss zu fordern, um die erzeugte Wärme nicht nutzlos an das Kühlwasser überliefern zu müssen, sondern im Cylinderinnern nutzbar verwerthen zu können.

Die praktische Unausführbarkeit des „idealen" Carnot'schen Processes leuchtet sofort ein, sobald man ihn, etwa zwischen den Temperaturgrenzen 20° und 800°, durchrechnet; die Maximalspannung beträgt 250 at und man erhält z. B. eine Arbeitsleistung von 100 Pfst. als Differenz zwischen einer Expansionsleistung von 800 Pfst. und einer Kompressionsleistung von 700 Pfst. Wenn auch hierbei sich ein thermischer Wirkungsgrad von 73 % ergiebt, so muss andererseits der mechanische Wirkungsgrad angesichts der sich aus dem Maximaldruck ergebenden Abmessungen der Organe des Motors aussergewöhnlich gering sein, ganz abgesehen davon, dass das Dichthalten von Cylinder, Kolben und Ventilen im erhitzten Zustande gegenüber solchen Pressungen gasförmiger Körper nach dem heutigen Stande der Technik noch fast zu den Unmöglichkeiten gehört. Um die Verhältnisse besser zu veranschaulichen, geben wir in Fig. 393 ein Diagramm Diesel's wieder. Von 1 bis 2 wird reine Luft im Cylinder verdichtet, wobei eine die Entzündung des nunmehr einzuführenden Brennstoffs ermöglichende Temperatur entsteht (somit Entzündungs-, nicht Verbrennungstemperatur!). Von 2 bis 3 werde der Brennstoff so eingeführt, dass thunlichst eine Isotherme entsteht; von 3 bis 4 erfolgt Expansion. Zweckmässig wird man die eng schraffirten Flächen weglassen, um zu hohe Pressungen und grosse Cylinderdimensionen zu vermeiden und sich auf das leicht schraffirte Diagramm beschränken, welches thatsächlich am Versuchsmotor gewonnen wurde.

Es liegt nun auf der Hand, dass es leichter ist, theoretische Forderungen aufzustellen, als sie an einer Maschine selbst zu verwirklichen. So zeigt denn auch eine eingehendere kalorimetrische Untersuchung des wirklichen Diesel-Motors ein verhältnissmässig stark abweichendes Bild gegenüber den genannten Forderungen. Das kann, z. Th. wenigstens, auch nicht überraschen, denn wir haben keine Mittel, um eine Kompression eben gerade isothermisch oder adiabatisch zu gestalten und die Regulierung

der Brennstoffzufuhr behufs Erzielung der oder jener Verbrennungskurve ist praktisc'ı eine sehr schwierige Sache. Diese Dinge verdienen hier angesichts der gelegentlich sehr scharf urtheilenden Kritik eine besondere Betonung. Dagegen kann die Frage aufgeworfen werden, ob es zweckmässig ist, wie Diesel s. Z. forderte, die Verbrennung isothermisch zu gestalten. Der Zustand einer Gasmasse hängt von Druck, Volumen und Temperatur ab. Zieht man nur Temperaturgrenzen in Betracht, so ist

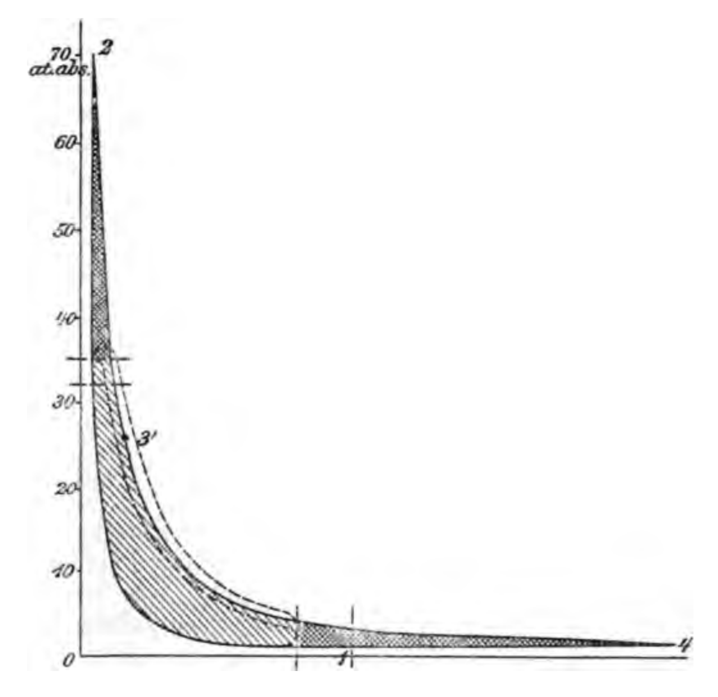


Fig. 393.

der Carnot-Process das Ideal, doch führt er zu praktischen Unmöglichkeiten. Praktische Erwägungen führen dagegen mehr zur Berücksichtigung der gegebenen Druckgrenzen (nachdem ja doch einmal die Maschine für das Druckmaximum dimensionirt sein muss) und würden als Extrem die Benutzung einer horizontalen Verbrennungslinie befürworten. Mittels einfacher theoretischer Rechnungen kann man sich sofort von der bedeutenden thermischen Ueberlegenheit der isothermischen gegenüber der isobarischen Verbrennung (bei konstantem Druck) überzeugen, aber andererseits ergiebt die gleich grosse Maschine eine bedeudend grössere Leistung und daher besseren mechanischen Wirkungsgrad.

Bezeichnet man mit v_1 den Kompressionsraum des Cylinders, mit v_2 das Füllungsvolumen und mit v_0 das totale Cylindervolumen (so, dass in den Werthen v_2 und v_0 der Werth v_1 inbegriffen ist), setzt ferner $\frac{v_0}{v_1} = c$ und $\frac{v_0}{v_2} = e$, so ergeben sich bei T_0 Anfangstemperatur für die aufzuwendende Wärme Q_1, den Wirkungsgrad η und den mittleren Druck p_m folgende Ausdrücke:

Isothermische Verbrennung:

$$Q_1 = c_v (\varkappa - 1) T_0 c^{\varkappa - 1} \log n \frac{c}{e} \qquad 401)$$

$$\eta = 1 - \frac{c^{\varkappa-1} - e^{\varkappa-1}}{(\varkappa - 1)(e c)^{\varkappa-1} \log n \frac{c}{e}} \qquad 402)$$

$$p_m = \frac{p_0 c}{(\varkappa - 1)(c - 1)} \left[(\varkappa - 1) c^{\varkappa-1} \log n \frac{c}{e} - \left(\frac{c}{e}\right)^{\varkappa-1} + 1 \right] \qquad 403)$$

Verbrennung bei konstantem Druck:

$$Q_1 = c_v \varkappa T_0 c^{\varkappa-1} \left(\frac{c}{e} - 1\right) \qquad 404)$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{(e c)^{\varkappa-1}} \cdot \frac{c^{\varkappa} - e^{\varkappa}}{c - e} \qquad 405)$$

$$p_m = \frac{p_0 c}{(\varkappa - 1)(c - 1)} \left[\varkappa c^{\varkappa-1} \left(\frac{c}{e} - 1\right) - \left(\frac{c}{e}\right)^{\varkappa} + 1 \right] \qquad 406)$$

Wendet man dies auf die Verhältnisse des Dieselmotors unter Annahme eines Kompressionsraumes von 6,5 % und einer Füllung von 8 % an, setzt also $c = 16,4$ und $e = 7,35$, so ergaben sich mit $T_0 = 320$, $c_v = 0,168$ und $\varkappa = 1,41$ die Werthe der folgenden Tabelle (für 1 kg):

	Isothermische Verbrennung	Verbrennung bei konstantem Druck
Q_1	55,69	293,85
η	0,624	0,458
p_m	1,68	8,74
$\frac{Q_1}{p_m}$	33,18	33,62

Bei diesen Rechnungen ist übrigens behufs Vereinfachung von der durch die Zufuhr des Brennstoffes entstehenden Gewichtsvermehrung der Gase in beiden Fällen abgesehen, sowie auf die oben erläuterte Veränderlichkeit von c_p, c_v und $\varkappa$ keine Rücksicht genommen worden.

Bezüglich dieser Frage lässt sich a priori keine Entscheidung treffen, hier hat der Versuch klärend einzutreten, denn jedenfalls kann vorerst keines der beiden genannten Extreme als das zu erstrebende Ziel bezeichnet werden. Meyer hat in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 S. 1108 und ausführlicher noch im Journal für Gasbetr. u. Wasserversorgung 1898 S. 559 den Carnot'schen Process von diesem Gesichtspunkt aus einer eingehenden, wenn auch nicht recht übersichtlichen Erörterung unterzogen; auch auf die verdienstliche Arbeit von Lorenz (ebenda 1894 S. 1271) ist hier hinzuweisen.

Diesel wollte ursprünglich seinen Motor mit Kohlenstaub betreiben, doch ist dies nicht versucht worden, sondern man griff zu Petroleum. Ueber die Zweckmässigkeit der Verwendung von Leuchtgas ist nichts bekannt geworden; hier ist nicht zu übersehen, dass die Hinzufügung einer Gaskompressionspumpe einen Arbeitsverlust bedingt. Für den Betrieb mit Petroleum steht der Diesel-Motor an der Spitze der heutigen Petroleummotoren. Da ein guter Gasmotor heute für eine eff. Pfst. stündlich 0,5 cbm Gas von 5000 c, ein Diesel-Motor 250 g Petroleum von 10000 c braucht, so stehen beide wärmetheoretisch auf der gleichen Stufe; der Preis des Brennmaterials aber stellt den Diesel-Motor weit voran. Ob letzterer bei Gasbetrieb wesentliche Vortheile bringt, bleibt abzuwarten. Als besonders erfreulich ist zu erwähnen, dass Diesel's Bestrebungen an zwei deutschen Firmen — Maschinenfabrik Augsburg und Friedr. Krupp, Essen — einen energischen Rückhalt und kräftige Stützung fanden.

Nach vielen Bemühungen Diesel's (siehe dessen interessanten Vor-ag Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 S. 785) kam ein Motor zu Stande, it welchem man im Februar 1897 an die Oeffentlichkeit trat.

Die konstruktive Gestaltung des Motors geht aus den Fig. 394 bis 397 utlich hervor. Wenn auch die auf der Münchener Ausstellung des hres 1898 zum ersten Male öffentlich gezeigten Motoren Abweichungen ervon aufweisen, so sind diese doch für die Wirkungsweise belanglos. ie Maschine hat Wassermantel erhalten, nachdem Diesel auf Grund eler Versuche dazu gelangt war, die Anschauung, als sei der Wasserantel der Verbrennungsmotoren das Haupthinderniss zur Erzielung höherer utzeffekte, als irrig zu erkennen.

Die stehend gebaute Maschine arbeitet wie erwähnt im Viertakt; der mit Ringen in üblicher Weise gedichtete Kolben trägt unten einen Stulp R, welcher in Verbindung mit der Vase T für die Schmierung des Cylinders sorgt. Im Cylinderdeckel sind die nöthigen Ventile untergebracht, nämlich V_1 für den Luftzutritt, V_2 für den Auspuff und die sogenannte Brennstoffnadel n für das Petroleum. Diese Ventile werden durch auf der Steuerwelle W sitzende Daumenscheiben gesteuert; Welle W wird von der Kurbelwelle aus durch eine schräge Welle und zwei Kegelräderpaare

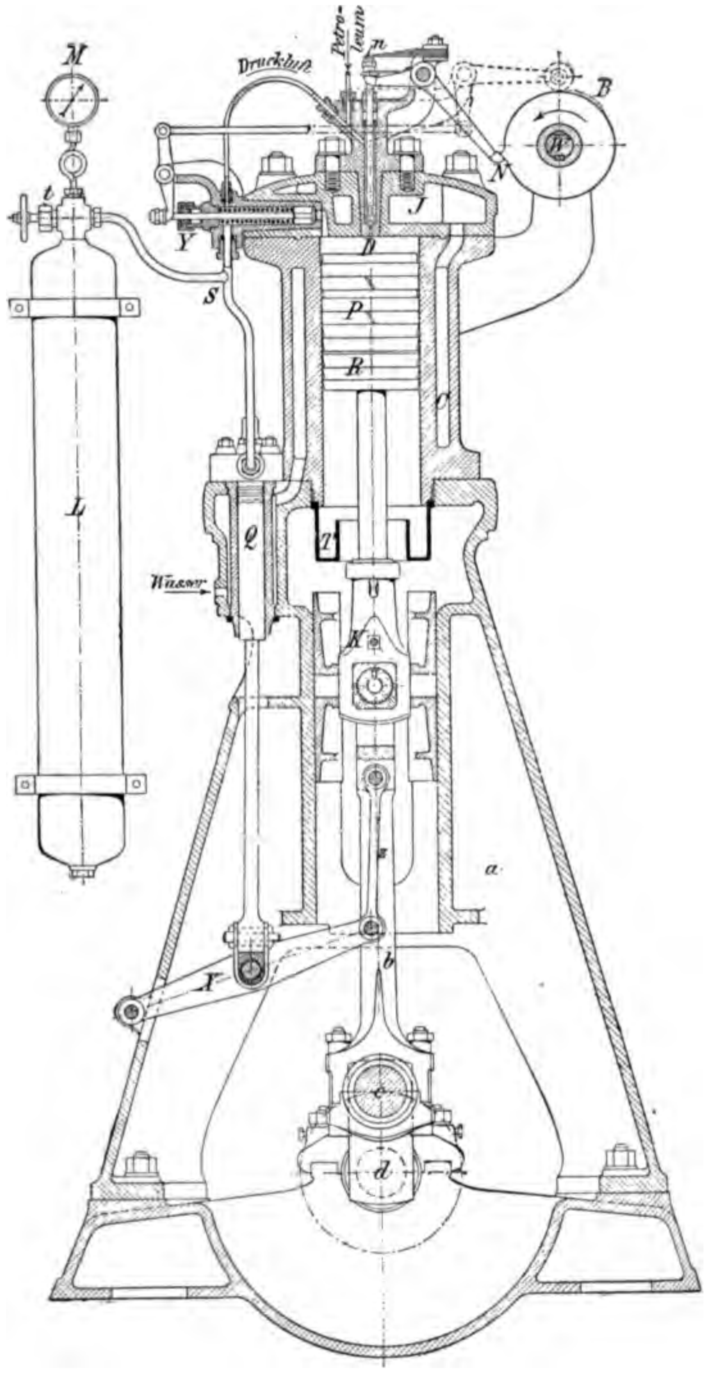


Fig. 394.

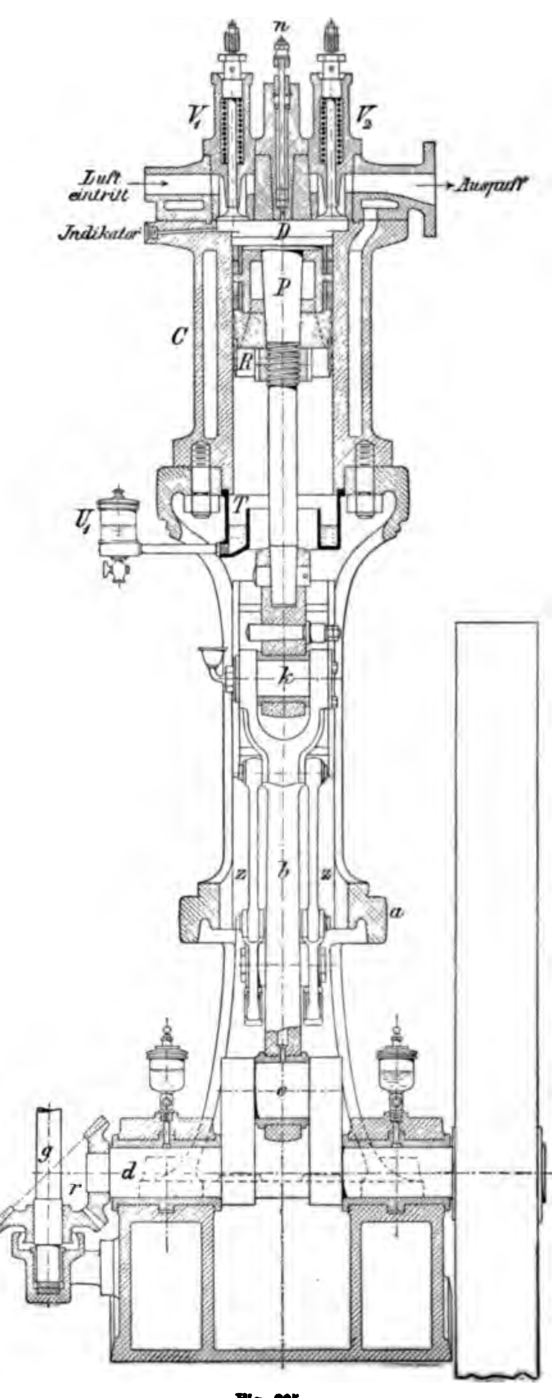


Fig. 395.

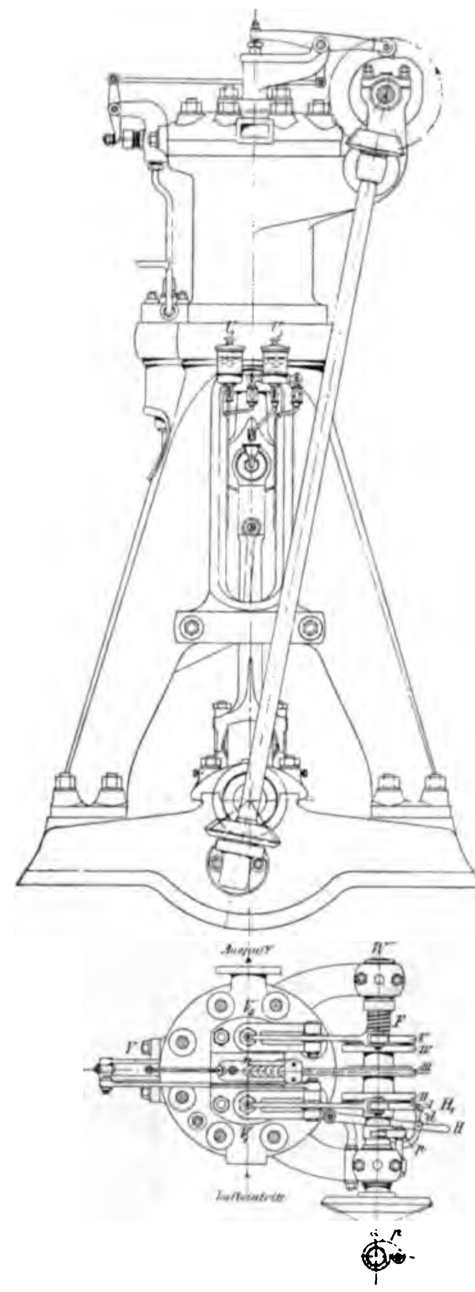


Fig. 396 u. 397.

(heute durch eine vertikale Welle und Schraubenräderpaare) im Verhältniss von 2 : 1 angetrieben. Bei normalem Gange steuert Scheibe I das Ventil V_1, Scheibe II das Ventil V_2 und Scheibe III die Brennstoffnadel n. Von der Pleuelstange b aus wird durch Schubstange z und Hebel X der Kolben Q einer Luftpumpe bewegt, welche die von ihm angesaugte Luft, die Einblaseluft, stark verdichtet nach einer geschweissten schmiedeisernen Flasche L fördert. Der Druck dieser Einblaseluft ist um einige kg/qcm höher als derjenige der vom Kolben P des Arbeitscylinders verdichteten Arbeitsluft. Durch eine entsprechende Rohrleitung steht der Ringraum über der Brennstoffnadel n in steter Verbindung mit der Flasche L. Eine kleine, in den Figuren nicht dargestellte Petroleumpumpe drückt nun eine bestimmte, von der Stellung des Regulators abhängige Menge Petroleum gleichfalls in den Ringraum der Brennstoffnadel n; die Regulierung erfolgt derart, dass von der konstanten Fördermenge der Petroleumpumpe ein grösserer oder kleinerer Theil wieder nach dem Behälter zurückfliesst, während der Rest zur Brennstoffnadel gelangt. Sobald nun zu Beginn des dritten Hubes die Nadel n geöffnet wird, bläst die Einblaseluft die

angesammelte Menge Petroleum durch die Düse D fein zerstäubt in die komprimirte Arbeitsluft, deren Temperatur hoch genug ist, um die Entzündung des Petroleumstaubes zu veranlassen. Der Charakter der entstehenden Verbrennungslinie hängt von der Art der Eröffnung der Nadel n, somit von der Gestaltung der Daumenscheibe III ab; letztere bildet daher ein sehr sorgfältig zu bemessendes Organ des Motors, das gegen Einflüsse der Abnutzung thunlichst zu sichern ist. Wie aus den Figuren hervorgeht, sind der Arbeitscylinder, sein Deckel, sowie auch die Luftpumpe mit Wassermantel versehen; da sich auch die Einblaseluft bei der Verdichtung stark erhitzt, ist auf deren Kühlung auch zu achten, um der Gefahr von Verrussungen feinerer Organe zu begegnen.

Zum Zwecke des Anlassens wird der Motor ein wenig über den oberen Todtpunkt gedreht und die die Daumenscheiben tragende, auf der Steuerwelle W verschiebliche Hohlwelle mittels des Handhebels H verschoben, so dass H in die Stellung H_1 gelangt. In dieser Lage werden Ventil V_1, sowie die Nadel n nicht bewegt, Ventil V_2 wird durch die Scheibe IV gesteuert und die Scheibe II bethätigt das Anlassventil y, durch welches aus der Flasche L Einblaseluft zur Ingangsetzung des Motors zugelassen wird. Ein kleiner Impuls von Hand am Schwungrad genügt, um die Maschine nunmehr in Gang zu setzen. Nach wenig Umdrehungen wird die Daumenscheiben-Hohlwelle in ihre normale Lage geschoben und die Petroleumzufuhr beginnt; damit ist der normale Gang hergestellt.

Prof. Schröter hat in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1897 S. 845 eingehende Versuche beschrieben. Der Motor hatte 250 mm Bohrung bei 400 mm Hub im Arbeitscylinder; die Luftpumpe besass 70 mm Bohrung bei 200 mm Hub. Die Tourenzahl betrug normal 170, bei einzelnen Versuchen 154. Die Figuren 398 bis 401 geben Originaldiagramme für

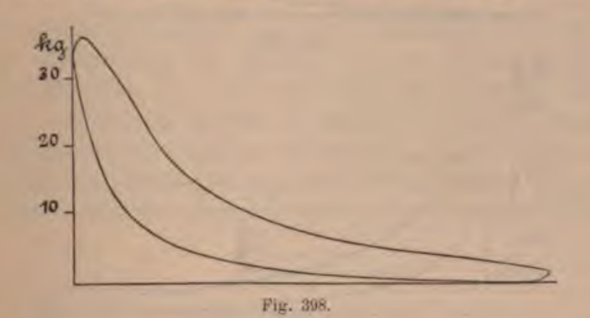


Fig. 398.

volle und halbe Leistung nebst zugehörigen Diagrammen der Luftpumpe. In der folgenden Tabelle sind die Ergebnisse bezüglich der Leistung und des Petroleumverbrauchs zusammengestellt.

Versuchsnummer		Volle Belastung		Halbe Belastung	
		I	II	III	IV
Umdrehungszahl in der Minute		171,8	154,2	154,1	158,0
Mittl. ind. Spannung im Arbeitscylinder	kg/qcm	7,44	7,38	5,28	5,15
Indicirte Leistung im Arbeitscylinder	Pfst.	27,85	24,77	17,71	17,72
Mittl. ind. Spannung im Pumpencylinder	kg/qcm	4,38	4,45	4,32	4,43
Indicirte Leistung im Pumpencylinder	Pfst.	1,29	1,17	1,14	1,20
Indicirte Gesammtleistung	"	26,56	23,60	16,57	16,52
Gesammte Expansionsarbeit	"	46,6	41,5	34,8	
" Kompressionsarbeit	"	20,2	17,9	18,3	
Verhältniss beider Werthe		0,433	0,431	0,526	
Effektive Leistung	Pfst.	19,87	17,82	9,58	9,84
Mechanischer Wirkungsgrad		0,748	0,755	0,578	0,596
Petroleumverbrauch i. d. Stunde	kg	4,92	4,24	2,66	2,72
" f. 1 ind. Pfst.-Std.	"	0,185	0,180	0,161	0,165
" f. 1 eff. Pfst.-Std.	"	0,247	0,238	0,278	0,276

Fig 399.

Fig. 400.

Die angewendeten Maximalspannungen sind aus den Diagrammen zu entnehmen; die Arbeitsluft wird auf etwa 35 bis 36, die Einblaseluft auf 40 bis 42 kg/qcm verdichtet.

Im Leerlauf verbrauchte der Motor stündlich 1,88 kg Petroleum. Das rwendete Petroleum wog bei 12° R 0,7955 kg pro l und ergab dem wicht nach folgende Zusammensetzung: 85,13 % C, 14,21 % H und

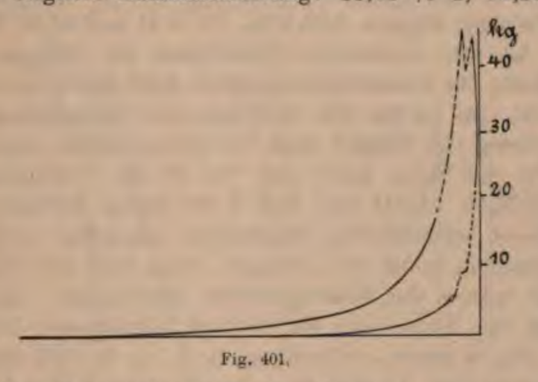


Fig. 401.

66 % O. Der Heizwerth für 1 kg Petroleum wurde zu 10206 c estimmt.

Die folgende Tabelle giebt Mittelwerthe von Temperatur- und Kühl-asserbeobachtungen usw.

		I	II	III	IV
hlwasser-Temperatur, Eintritt	°C	9,83	9,62	9,10	9,35
„ „ , Austritt	„	24,26	20,28	18,26	21,49
wärmung des Kühlwassers	„	14,43	11,66	9,16	12,14
gastemperatur	„	404	378	260	260
ck der Einblaseluft	kg/qcm	41,0	4,27	39,6	39,5
das Kühlwasser stündlich übertragene Wärme	c	19580	17450	12250	12030

Von besonderem Interesse sind die Untersuchungen **Schröter's** be-lich der Wärmebilanz des Motors. Aus der folgenden Tabelle ergiebt als Hauptresultat, dass bei voller Belastung 25,7, bei halber Leistung 5 % der verfügbaren Wärme in effektive Arbeit verwandelt worden d. Diese Ergebnisse sind als ausserordentlich günstige für einen Petroleum-tor zu bezeichnen. Die Zahlen folgender Tabelle beziehen sich auf die Stunde.

		I		II		III		IV	
		absolut	%	absolut	%	absolut	%	absolut	%
erfügbare Wärme	c	50213	100	43273	100	27148	100	27760	100
equivalent d. ind. Arbeit	„	16913	**33,7**	15028	**34,7**	10552	**38,9**	10520	**37,9**
n das Kühlwasser abgegeben	„	19580	39,0	17450	40,3	12250	45,1	12030	43,3
estglied	„	13720	27,3	10795	25,0	5346	16,0	5210	18,8
equivalent d. effekt. Arbeit	„	12653	**25,2**	11348	**26,2**	6100	**22,5**	6260	**22,6**

Aus der Untersuchung der Abgase lässt sich die Menge der verbrauchten Luft bestimmen. Die Zusammensetzung der Abgase nach Volumprocenten war bei voller Leistung 9,96 CO_2, 4,70 O, 0,20 CO und 85,14 N, bei halber Leistung dagegen 5,95 CO_2, 11,75 O und 82,30 N. Theoretisch erfordert 1 kg des verwendeten Petroleums zur völligen Verbrennung 14,784 kg Luft; die thatsächlich zugeführte Luft betrug bei voller Leistung das 1,26fache, bei halber das 2,16fache der theoretischen Menge. Die Zusammensetzung der Abgase nach Gewichtsprocenten ergiebt sich dann zu 15,9 CO_2, 6,5 H_2O, 4,5 O und 73,1 N bei Vollbelastung und zu 9,5 CO_2, 3,9 H_2O, 12,0 O und 74,6 N bei halber Leistung.

Um diesen summarischen Ergebnissen gegenüber mehr Einblick in den Arbeitsvorgang selbst zu gewinnen, muss man ein Diagramm näher studiren und mittels der Wärmegewichte untersuchen. Zu dem Zwecke habe ich das von Schröter als wirklich abgenommen bezeichnete Diagramm in Fig. 8 seiner Abhandlung (a. a. O. S. 848) benutzt und aus einer photographischen Vergrösserung desselben die Werthe der Spannungen entnommen; der Hub ist hierbei in 20 Theile zerlegt und sind für die Füllungsperiode noch weitere 5 Zwischenpunkte eingeschaltet worden. Der Kompressionsraum des Arbeitscylinders wurde aus jenem Diagramm zu 6,58 % ermittelt. Die Werthe des Verbrauchs an Luft und Petroleum wurden Schröter's Angaben für Reihe II entnommen, da das Diagramm offenbar dieser Reihe zugehört. Die verbrauchte Luft wird zum grösseren Theil vom Arbeitscylinder, zum kleineren von der Luftpumpe angesaugt. Für ein Spiel saugt der Arbeitscylinder hiernach 0,015831 kg, die Luftpumpe 0,001242 kg Luft an, während 0,0009166 kg Petroleum zugeführt werden. Die im Kompressionsraum verbleibenden Abgase wiegen 0,0007056 kg. Der Kompression unterliegt daher eine Gasmenge im Gewichte von 0,016537 kg; während der Füllung treten noch hinzu 0,0021586 kg. Mittels der Formel $pV = GRT$ lassen sich nunmehr die Temperaturen berechnen. Für die Kompression fand sich $R = 29,2713$, für die Expansion $R = 29,2773$, also wenig verschieden. Setzt man p in kg/qcm, V in l ein, so ergiebt sich

für die Kompression $T = 20,66\,pV$ 407)

für die Expansion $T = 18,27\,pV.$ 408)

Für die Vorgänge der Füllung wurde die Annahme gemacht, dass die betreffende Petroleum- und Luftmenge proportional der Zeit eintrete und hiernach G und damit T berechnet.

In Fig. 402 ist das benutzte Indikatordiagramm wiedergegeben und ferner die Temperaturkurve (gestrichelt) eingetragen. Hieraus geht hervor, dass die Temperatur am Ende der Kompression $T = 826^0$ ist, bis zum Ende der Füllung (15 % des Hubes) auf 2005^0 und später noch etwas höher (2040^0) steigt, um dann allmälig wieder zu sinken; zu Hubende ist $T = 1144^0$. Die von Diesel aufgestellte Forderung, dass die Ver-

brennung isothermisch verlaufen solle (s. o. S. 458) hat sich daher zunächst als unerfüllbar erwiesen oder sie ist aus anderen Gründen fallen gelassen worden. Uebrigens muss bemerkt werden, dass es praktisch fast unmöglich erscheint, die Brennstoffzufuhr, welche hier in 0,045 sec be-

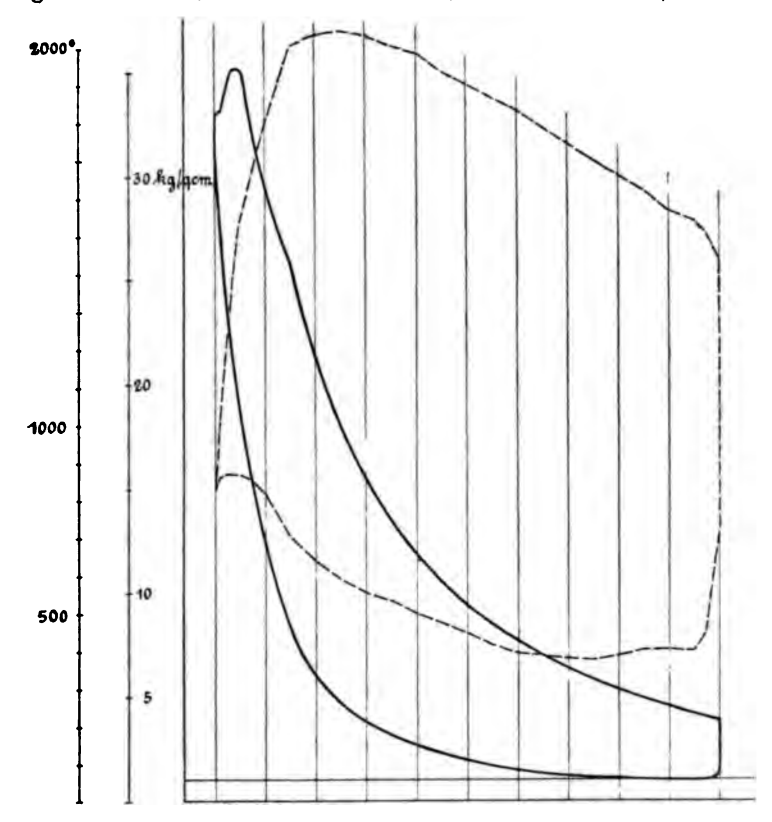


Fig. 402.

wirkt wird, so zu regeln, dass sich eben gerade eine Isotherme oder eine andere bestimmte Kurve ergiebt.

Einen vorzüglichen Einblick in die Vorgänge gewährt das Wärmegewichtsdiagramm (s. o. S. 105). Zur Bestimmung desselben wurde die früher schon angeführte Gleichung

$$P = \frac{n - \varkappa}{n - 1} c_v \,\text{logn}\, T \qquad 409)$$

benutzt, welche für 1 kg gilt. n ist der Exponent der Kurve $pv^n = C$, durch welche man das betreffende Element der Expansions- oder Kompressionslinie sich ersetzt denkt und $\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$. Zur Bestimmung von n

habe ich das von Zeuner (Techn. Thermodynamik Bd. I S. 145) angegebene Verfahren benutzt. Da nach den Untersuchungen von Mallard und Lechatelier (S. 178) die Werthe c_p, c_v und $\varkappa$ von T abhängen, waren diese für jedes Intervall nach Maassgabe der für dasselbe geltenden mittleren Temperatur zu bestimmen. Der Werth $\frac{n - \varkappa}{n - 1}$ wird negativ, sobald $\varkappa > n > 1$ ist; für alle übrigen positiven und alle negativen Werthe von n wird er positiv. Weiterhin ist das Vorzeichen des Werthes ($\log n\, T_{n+1} - \log n\, T_n$) zu beachten.

Das Ergebniss dieser Untersuchung ist in Fig. 403 dargestellt. Es entspricht in diesem Diagramm die Strecke AB der Kompression, BC der Füllung, CD der Expansion und der Rest der Druckentlastung zu Hubende. Das letztere Stück ist hypothetisch; es würde exakt sein, sobald die Gase im Cylinder zu Hubende rasch abgekühlt würden, so dass ihre Spannung um den aus dem Indikatordiagramm ersichtlichen Betrag abnehmen würde (geschlossener Kreisprocess). Dass sich das Diagramm nicht schliesst, ist in dem Umstande begründet, dass das Gewicht der arbeitenden Gase während der Füllung vergrössert wird.

Die Kurve AB zeigt starken Wechsel zwischen Wärmezu- und abfuhr. Während des ersten Drittels des Kompressionshubes findet im Allgemeinen Wärmeentziehung statt, dann erfolgt eine Wärmezufuhr, die sich aber im letzten Zehntel des Hubes wieder in Wärmeabfuhr umkehrt. Es ist übrigens nicht zu übersehen, dass die ganze Untersuchung sich darauf stützt, dass das oben erwähnte Schröter'sche Indikatordiagramm durchaus korrekt gezeichnet sei. Geringe Abweichungen können grossen Einfluss ausüben, so namentlich in den steilen Partien der Kompressionslinie.

Die Füllungskurve BC zeigt sehr stetigen Verlauf. Die Expansion verläuft bis gegen Hubmitte annähernd isothermisch; nach einem kurzen Stücke rein adiabatischen Charakters erfolgt dann eine sich allmälig steigernde Wärmeentziehung.

Am Ende der Expansion ist $p = 3{,}78$ und $T = 1444$. Die Spannung sinkt plötzlich auf 1,69, so dass sich berechnet $T = 1444 \cdot \frac{1{,}69}{3{,}78} = 646$ oder $t = 373^0$, in guter Uebereinstimmung mit der Messung der Abgastemperatur, welche 378^0 ergab.

Aus dieser Untersuchung, welche übrigens mit ganz ähnlichen Ergebnissen auch von Lüders (Vortrag im Aachener Bezirksverein Deutscher Ingenieure am 6. April 1898) durchgeführt wurde, geht hervor, dass die Maximaltemperatur im Dieselmotor höher, jedenfalls nicht niedriger als beim Gasmotor liegt; die oben (S. 382) angestellte Untersuchung eines von Slaby entnommenen Diagramms ergab als Maximum $T = 1809$. Die der Wärmezufuhr (Explosion) im Wärmegewichtsdiagramm des Gasmotors entsprechende Linie steigt (bei Benutzung des gleichen Maassstabes)

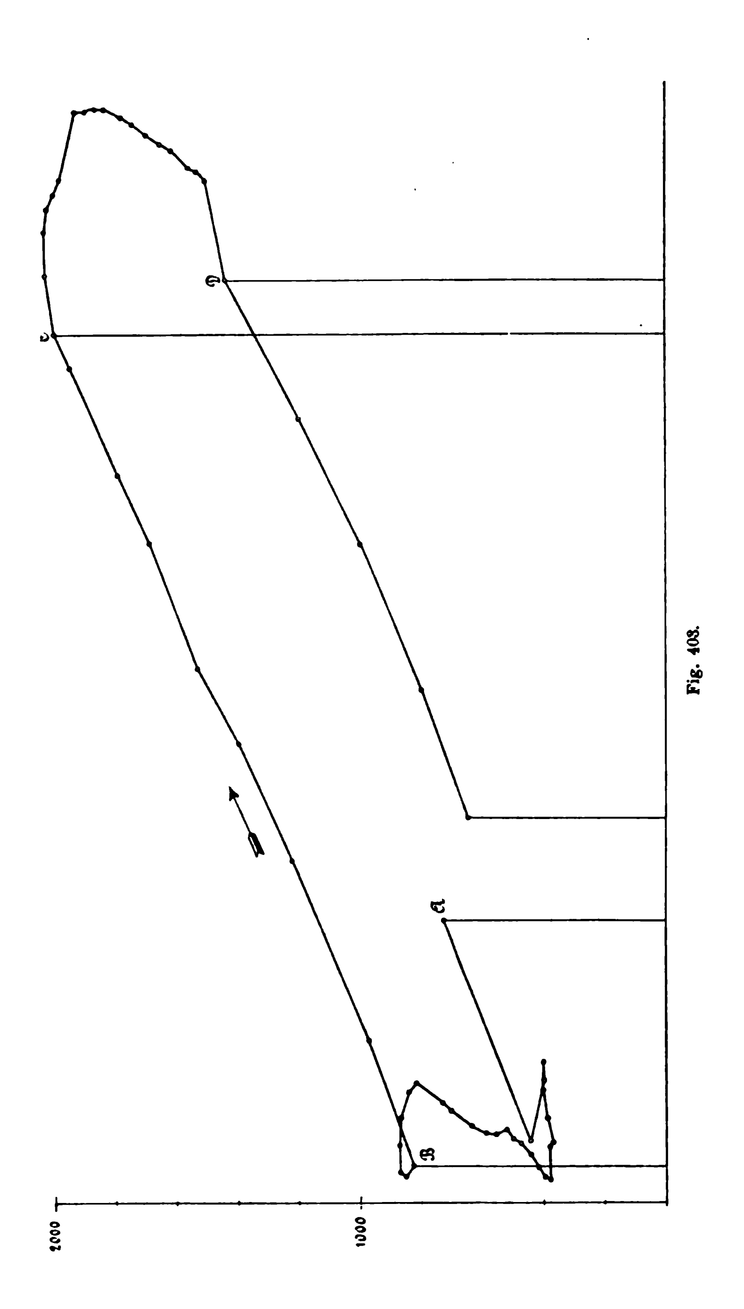


Fig. 403.

etwas steiler an als beim Diesel-Motor; bei letzterem erfolgt die Wärmezufuhr in 0,045 sec, beim Gasmotor in 0,035 sec.

Die Oekonomie des Dieselmotors im Vergleich mit anderen Petroleummotoren ist hervorragend; der Petroleumverbrauch ist thatsächlich auf etwa die Hälfte reducirt. Clerk's Anschauung über den Vortheil starker Kompression erfährt auch hier eine kräftige Stützung.

Die angegebenen Werthe des Petroleumverbrauchs sind neuerdings noch etwas herabgezogen worden und betragen 0,2 bis 0,22 kg.

In der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1898 S. 1259 werden Versuche mitgetheilt, welche Prof. Denton vom Stevens Institute in Hoboken mit California-Rohöl von 0,846 spec. Gew. und 10750 c Heizwerth machte. Er fand

Belastung	voll	halb
Gebremste Leistung in Pfst.	20,07	11,44
Min. Umdrehungszahl	186,1	186,9
Verbrauch pro Pfst. u. Std., kg	0,284	0,318

An Kühlwasser wurden pro Pfst. u. Std. 36,6 kg verbraucht. Der Motor lief 30 Stunden, es zeigte sich kein Niederschlag und die Auspuffgase schwärzten weisses Papier nicht.

In Deutschland werden Dieselmotoren (vorerst nur von 15 Pfst. Leistung aufwärts) von der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Nürnberg A. G., Friedr. Krupp-Grusonwerk, Gasmotoren-Fabrik Deutz u. a. m. gebaut.

Ueber die sehr ausgedehnten Untersuchungen, welche zur Klarstellung der Vorgänge im Cylinder der Gaskraftmaschine angestellt worden sind, haben wir oben eingehend berichtet; bezüglich der ja viel jüngeren Petroleumkraftmaschine ist das entsprechende Material noch nicht ausreichend vorhanden. Auf die ausgedehnten Versuchsreihen W. Hartmann's (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 342) ist schon mehrfach hingewiesen worden; die Verarbeitung der Ergebnisse dieser Versuche bezieht sich aber nicht speciell auf genannte Frage. Dagegen hat E. Meyer (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 985) Untersuchungen an einem Petroleummotor nach dem Vorgange Slaby's angestellt, welche vielerlei werthvolle Aufschlüsse gegeben haben und deren Wiederholung und Ausdehnung sehr im Interesse Aller gelegen sein würde. Wir wollen hier noch das Wesentliche dieser Untersuchungen mittheilen.

Meyer machte die Versuche im Oktober und November 1894 an einer 4pf. liegenden Deutzer Petroleumkraftmaschine von 170 mm Bohrung und 260 mm Hub; das Hubvolumen betrug 5,915 l, der Kompressionsraum 3,06 l. Vor jedem Versuch lief die Maschine unter den gleichen Bedingungen 1/2 bis 1 Stunde, um den Beharrungszustand zu erreichen; die Belastung wurde so gewählt, dass minutlich 1 bis 5 Aussetzer eintreten, da bei voller Belastung die Geschwindigkeit nicht konstant blieb

ı bestimmten Zeitabschnitten wurde dann je ein Bündel von 30 normalen dikatordiagrammen entnommen; da aber aus diesen sich Abweichungen der Zündung und Explosion nur schwer erkennen und beurtheilen ssen, wurde noch je ein Bündel von 15 verschobenen Diagrammen gemmen, bei denen die Indikatorkurbel gegen die Maschinenkurbel um)° versetzt lief. Selbstverständlich wurden die Werthe des Verbrauches ı Petroleum (Marke Nobel, spec. Gew. 0,821, Heizwerth 10952 c), uft, Kühlwasser, sowie die entsprechenden Temperaturen stets sorgfältig messen.

Zunächst studirte Meyer die Erscheinungen bei der Verbrennung. us den gewöhnlichen Diagrammen lässt sich nur schwer Aufschluss erngen, da Verschiedenheiten sich hier zu wenig ausprägen; in den



Fig. 404. Fig. 405.

ig. 404 und 405 ist das Bündel normaler und verschobener Diagramme s Versuchs 28 wiedergegeben, welche den Unterschied sehr deutlich rlegen. In den normalen Diagrammen dieses Versuchs steigt die plosionslinie fast senkrecht an; häufig aber auch ergaben sich Diaımme, bei denen diese Linie schräg ansteigt und ihr Maximum oft t bei 12 bis 13 % des Hubes erreicht. Letztere Erscheinung kann ht ohne weiteres durch eine geringere Geschwindigkeit der Verbrennung lärt werden; die zugehörigen verschobenen Diagramme lehren fast stets, ss ein späterer Zündungsbeginn die Ursache ist. Aus dem Charakter Explosionslinien in den verschobenen Diagrammen lässt sich erkennen, ss eine erste Drucksteigerung durch die Explosion im Schusskanal ıtritt; die Linie steigt dann zunächst sehr sanft an, bis die Entzündung s Cylinderinhaltes vorbereitet ist, durch welche dann sehr rasch der ruck gesteigert wird.

Die Maschine hatte ein gesteuertes Glührohr, so dass die Verbindung s Cylinderinnern mit ihm bei allen Versuchen stets zu derselben Zeit ıtrat; nichtsdestoweniger fielen die Verbrennungslinen sehr verschieden s, je nach dem Reichthum der Ladung. Die folgenden beiden Tabellen thalten die Mittelwerthe der Ergebnisse. Der Beginn der Zün-

dung erfolgte beim Kurbelwinkel α (— vor, + hinter dem Todtpunkt), bei β war die Verbrennung vollendet, γ bezeichnet den ganzen Kurbelwinkel während der Verbrennung und $\tau = \frac{60\,\beta}{360^0 n}$ die hierfür erforderliche Zeit. Die Petroleummenge in g pro Ansauger ist mit p, die Tourenzahl mit n bezeichnet.

Versuchs-nummer	p	n	α^0	β^0	γ^0	τ
14	0,298	210,6	— 11,5	+ 23,0	34,5	0,027
12	0,306	211,7	— 17,75	+ 13,25	31,0	0,024
16	0,330	212,3	— 11,5	+ 12,25	23,75	0,019
13	0,333	212,2	— 16,5	+ 8,25	24,75	0,020
15	0,386	210,8	+ 6,75	+ 30,5	23,75	0,019
10	0,390	200,3	— 9,25	+ 12,25	21,5	0,018
11	0,427	203,3	— 1,0	+ 21,0	22,0	0,018
18	0,367	157,2	— 22,0	+ 2,5	24,5	0,026
19	0,413	156,5	— 8,0	+ 13,75	21,75	0,023
20	0,444	158,4	— 1,0	+ 20,75	21,75	0,023
17	0,463	155,7	+ 1,25	+ 21,5	20,25	0,022

Versuchs-nummer	p	n	α^0	β^0	γ^0	τ
30	0,300	210,7	— 13	+ 24,75	37,75	0,030
29	0,323	208,4	— 17	+ 15,5	32,5	0,026
21	0,332	203,3	— 7	+ 17	24	0,020
28	0,348	210,7	— 16,5	+ 9,5	26	0,021
23	0,364	207,8	0	+ 20	20	0,016
24	0,366	208,5	— 3	+ 20	23	0,018
31	0,376	207,0	— 4,5	+ 22,5	26,75	0,022
32	0,401	210,0	+ 2,5	+ 28,5	26	0,021
25	0,403	206,7	— 5	+ 17,25	22,5	0,018
26	0,452	203,7	+ 17	+ 42	25	0,021
39	0,407	180,7	— 22,75	+ 0,75	23,5	0,022
37	0,468	182,4	— 20	+ 3,5	23,5	0,022
38	0,496	181,9	— 8,25	+ 15,5	23,75	0,022
40	0,356	147,0	— 35,75	— 9,75	26	0,030
41	0,478	156,1	— 19,5	+ 3,5	23	0,025
42	0,524	154,5	— 18,75	+ 3,75	22,5	0,024

Meyer zieht hieraus folgende Schlüsse:

1. Bei den schwächsten, noch zündbaren Gemischen ist die Vernnungsgeschwindigkeit verhältnissmässig gering. Sie nimmt zunächst mit wachsendem Oelreichthum des Gemisches, um dann nahezu konstant bleiben.

2. Die Zündung beginnt, trotz der sich gleichbleibenden Steuerung rch den Zündregler, um so später, je ölreicher das Gemisch ist. Dies gt sich besonders bei reichen Gemengen.

3. Die Verbrennungsgeschwindigkeit wird kleiner bei abnehmender nlaufzahl der Maschine.

4. Der Beginn der Zündung findet unter sonst gleichen Umständen so früher statt, je geringer die Umlaufzahl der Maschine ist.

5. Die Schwankungen im Zündungsbeginn nehmen zu mit dem Oelalte der Mischung.

6. Die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flamme liegt zwischen und 19 m pro Sek. und beträgt im Mittel 14 m.

Die unter 2. angeführte Thatsache wurde durch eine besondere Verchsreihe weiter bestätigt, bei welcher der Oelreichthum von einer bemmten Stellung der Oelregulierschraube aus gesteigert und dann wieder rmindert wurde; γ nahm von 22^0 zu bis $26{,}5^0$ und wieder ab auf $21{,}5^0$.

Das Glührohr wurde schon lange vor dem Todtpunkte eröffnet, da i Versuch 40 die Zündung schon $35{,}75^0$ vor demselben beginnt; es ar am geschlossenen Ende erweitert, so dass die Glühzone vom eintenden Gemisch sicher vor dem Todtpunkte überschritten wurde. Letzteres auch nothwendig, da eine gewisse Zeit verstreicht, bis sich das eintende Gemisch am Glührohr entzündet. Dass diese Zeit vom Oelreichum der Ladung abhängt, ist leicht einzusehen. Zunächst muss das tretende Gemisch auf die Zündungstemperatur gebracht werden, welche ärmemenge das Glührohr hergeben muss. Je ölreicher nun die Ladung , um so grösser ist ihre specifische Wärme und umsomehr Wärme muss s Zündrohr abgeben, d. h. um so niedriger wird seine Temperatur vor r nächsten Zündung sein; beide Umstände wirken somit im Sinne einer erzögerung der Zündung.

Die von Lieckfeldt (Die Petroleum- und Benzinmotoren S. 137) äusserte Anschauung, es seien bei einem offenen Glührohr Vorzündungen n deswillen ausgeschlossen, weil das eintretende Gemisch eine Geschwindigit besitze, welche die entgegenwirkende Fortpflanzungsgeschwindigkeit r Flamme überwiege, so dass erst bei abnehmender Geschwindigkeit, gen den Todtpunkt hin, die Zündung eintreten könne, ist hiernach allmein nicht aufrecht zu erhalten. Nach Meyer ergiebt sich vielmehr, ss Vorzündungen nicht ohne weiteres ausgeschlossen sind, dass sie aber Anwendung reicherer Ladungen nicht zu befürchten sind.

Einen weiteren Einfluss auf die Zündungserscheinungen übte bei Meyer's Versuchen die Stellung des Lufthahnes aus, mittels dessen die angesaugte Verbrennungsluft gedrosselt wird. Lief die Maschine normal bei offenem Hahn und man schloss letzteren etwas, so ergaben sich sofort schlechte Zündungen, unregelmässige Diagramme und eine Vergrösserung der Ansaugedepression. Da sich nach Meyer's Auffassung die eingesogene Luftmenge nicht viel ändern wird, so lässt sich der Grund für diese Erscheinung nur wieder in dem Umstande erblicken, dass zufolge der stärkeren Depression mehr Petroleum angesaugt, die Ladung somit reicher wird. Von diesem Gesichtspunkte aus sind somit Motoren mit Petroleumpumpe vorzuziehen. Der Lufthahn konnte von 0 bis 10 verstellt werden; bei Stellung 9 war die Ansaugedepression 0,117 at, bei 5,5 aber 0,170 at, was einer Druckhöhe von 1,46 bezw. 2,12 m des Petroleums entspricht. Die beiden folgenden Tabellen zeigen die Ergebnisse solcher Versuche.

Stellung der Oelschraube 34,5. n = 210.

Stellung des Lufthahns	9,0	7,5	7,0	6,0	5,5
p	0,358	0,367	0,384	0,432	0,462
α	− 34,5	− 17	− 4,5	+ 14,5	+ 17
β	− 10	+ 7,5	+ 20	+ 39	+ 46
γ	24,5	24,5	24,5	24,5	29

Stellung des Lufthahns 5,5. n = 210.

Stellung der Oelschraube	34,5	30,2	28,8
p	0,462	0,352	0,323
α	+ 17	− 14,5	− 33
β	+ 46	+ 11,5	− 4
γ	29	26	29

Weiter hat Meyer den Einfluss des Oelgehaltes der Ladung auf die Leistung der Maschine untersucht. Da die Untersuchungen mit Aussetzern durchgeführt werden mussten, so lässt sich eine Wärmebilanz nicht aufstellen und kein Vergleich auf der Basis der effektiven Leistung anstellen, vielmehr muss hier die indicirte Leistung herangezogen werden. Da sich die negative Saugspannung nur von der Kolbengeschwindigkeit abhängig erwies (bei gleicher Stellung des Lufthahns), so bezieht Meyer die Ergebnisse auf die positive Mittelspannung p_i. Die negative Saugspannung ergab sich bei n = 210 zu 0,21, bei n = 155 zu 0,14 kg/qcm. In den folgenden zwei Tabellen sind alle ermittelten Werthe zu-

sammengestellt. Das Verhältniss $p : p_i$ giebt also an, wieviel Gramm Petroleum pro Spiel zur Erzeugung von 1 kg/qcm positiver Mittelspannung verbraucht wurden. Die pro Spiel an das Kühlwasser abgegebene Wärmemenge in Kalorien sei w, dann bezeichnet w : p die pro Gramm Petroleum an das Kühlwasser überführte Wärme.

Versuchsnummer	Dauer in Minut.	Aussetzer in der Minute	Stellung der Oelregulirschraub.	Stellung des Lufthahns	p_i kg/qcm	$\frac{p}{p_i}$	Mittl. Temperatur der Wand, °C.	w	$\frac{w}{p_i}$
14	31	2,3	29,8	7,8	4,60	0,0648	32,2	—	—
12	10,5	1,3	31,2	8,0	4,58	0,0668	—	—	—
16	25	4,3	30,8	7,6	4,68	0,0705	35,0	—	—
13	32	3,9	32 0	8,0	4,72	0,0705	32,3	1,569	4,712
15	36	2,6	33,0	8,0	5,12	0,0754	35,6	1,649	4,272
10	38	1,2	34,2	8,0	5,09	0,0766	34,6	1,720	4,410
11	32	1,1	37,0	8,0	5,13	0,0832	32,7	1,593	3,730
18	15	7,7	31,0	7,9	4,60	0,0798	31,6	1,934	5,270
19	23	2,0	33,5	7,8	5,03	0,0821	33,2	1,892	4,580
20	28	2,3	35,0	7,8	5,06	0,0877	33,4	1,820	4,100
17	35	4,8	35,7	7,8	5,26	0,0880	31,6	1,829	3,950

Versuchsnummer	Dauer in Minut.	Aussetzer in der Minute	Stellung der Oelregulirschraub.	Stellung des Lufthahns	p_i kg/qcm	$\frac{p}{p_i}$	Mittl. Temperatur der Wand, °C.	w	$\frac{w}{p_i}$	Abgastemperatur, °C.
30	29	3,1	29,0	8,0	4,81	0,0624	27,92	1,425	4,749	503,1
29	26	0,6	30,4	8,0	4,89	0,0661	27,83	1,548	4,794	505,0
21	30	3,5	30,8	7,2	5,03	0,0660	32,57	1,599	4,817	482,4
28	27	1,9	31,8	8,0	5,07	0,0686	29,25	1,723	4,951	506,1
23	24	0,6	33,2	8,0	5,07	0,0718	35,77	1,645	4,520	498,3
24	22	0,3	33,1	8,0	5,10	0,0718	32,85	1,664	4,546	508,8
31	24	0,3	33,0	8,0	5,15	0,0730	27,53	1,769	4,705	487,3
32	23	2,2	34,4	8,0	5,33	0,0752	27,00	1,702	4,246	488,6
25	26	0,6	34,5	8,0	5,21	0,0774	34,24	1,679	4,167	500,0
26	20	—	36,1	8,0	4,94	0,0915	33,53	1,642	3,633	510,0
39	21	1,3	32,7	8,0	5,07	0,0803	29,57	1,844	4,532	439,3
37	22	3,5	35,4	8,0	5,03	0,0930	27,88	1,793	3,831	425,5
38	21	1,8	36,7	8,0	5,43	0,0913	27,80	1,719	3,465	430,0
40	25	1,1	30,8	8,0	4,59	0,0775	28,53	1,965	5,517	—
41	20	5,7	35,0	8,0	5,27	0,0907	29,56	1,951	4,081	—
42	15	4,0	37,0	8,0	5,29	0,0991	28,14	1,853	3,535	—

Bei Versuch 14 leistete die Maschine effektiv 4,52 Pfst. und verbrauchte 0,408 kg Petroleum pro eff. Pfst. stündlich, bei Versuch 15 dagegen 5,15 Pfst. bei 0,462 kg Verbrauch.

Aus den Tabellen lässt sich entnehmen, dass die positive indicirte Mittelspannung p_i mit dem Oelgehalt p zunimmt, dass aber weiter auch $p : p_i$ mit p zunimmt, d. h. die Ausnutzung reicherer Ladungen schlechter ist, als diejenige ärmerer; wächst z. B. p um 63 % seines Anfangswerthes (s. a. a. O.), so wächst $p : p_i$ um 28,4 %. Bei Ladungen gleicher Stärke sinkt weiter p_i mit n; nimmt z. B. n um 25 % ab, so sinkt die nutzbare Mittelspannung um 6,3 %. Die vom Kühlwasser aufgenommene Wärme w wächst mit abnehmendem n.

Der grössere Petroleumverbrauch $(p : p_i)$ bei stärkeren Ladungen ist zunächst durch die stattfindende Kondensation an den kalten Wänden zu erklären, Meyer macht aber weiter noch darauf aufmerksam, dass bei reicheren Gemischen die vorhandene Luft zur völligen Verbrennung nicht mehr recht genügt. Das von Hartmann (S. 415) verwendete Petroleum brauchte zur völligen Verbrennung pro 1 g 11,265 l Luft von 0° und 760 mm Hg. Bei Meyer's Versuchen wurden bei n = 210 im Mittel 4,05 l Luft (reducirt) und 0,36 g Petroleum, bei n = 152 ebenso 4,22 l Luft und 0,375 g Petroleum angesaugt; es war mithin überschüssige Luft sicher nicht vorhanden.

Meyer empfiehlt auf Grund dieser Studien, darauf zu achten, dass

1. die Petroleumzuführung so geregelt werde, dass immer genau gleiche Mengen in den Cylinder gelangen;

2. die richtige Zubereitung des Gemisches im Verdampfer gesichert sei und

3. sich im Zündkanale nur frisches, gut zündbares Gemisch befinde, damit eine kräftige Explosion auftrete, welche dann auch bedeutend verdünnte Gemenge im Cylinder noch sicher zur Verbrennung gelangen lasse.

Es wäre sehr zu wünschen, dass derartige Untersuchungen mehrfach angestellt würden und zwar thunlichst im Beharrungszustande ohne Aussetzer, um auch die Wärmevorgänge besser verfolgen zu können. Die Verhältnisse liegen bei den Petroleumkraftmaschinen zweifellos weit verwickelter noch als bei den Gaskraftmaschinen.

Kleindampfmaschinen.

Die Bestrebungen, die Dampfmaschine dem Kleingewerbe dienstbar zu machen, sind von jeher rege gewesen. Dass sich jedoch diesem Vorhaben grosse Schwierigkeiten in den Weg stellen, beweist unter Anderem der Aufschwung des Gasmaschinenbaues. Man hat in der That mit vielen Hindernissen zu kämpfen, hat aber die Bemühungen aus dem Grunde nicht aufgegeben, weil der Betrieb einer Kleindampfmaschine billig erscheint; es ist jedoch zu bemerken, dass dafür die Wartung des Feuers und der Maschine Kosten veranlasst, die bei Heissluftmaschinen gleiche Höhe haben, bei Gasmaschinen jedoch niedriger sind. Der Dampfkessel ist und bleibt für den Besitzer ein Sorgenkind.

Die Anordnung der Maschine selbst bietet weniger Schwierigkeiten, dagegen ist der Konstruktion der Kessel unausgesetzte Aufmerksamkeit zugewendet worden. Es möge hier zunächst aus den Allgemeinen polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln (5. August 1890) Folgendes angeführt werden:

„§ 1 (Kesselwandungen). Die vom Feuer berührten Wandungen der Dampfkessel, der Feuerröhren und der Sideröhren dürfen nicht aus Gusseisen hergestellt werden, sofern deren lichte Weite bei cylindrischer Gestalt 25 cm, bei Kugelgestalt 30 cm übersteigt.

Die Verwendung von Messingblech ist nur für Feuerröhren, deren lichte Weite 10 cm nicht übersteigt, gestattet.

§ 2 (Feuerzüge). Die um oder durch einen Dampfkessel gehenden Feuerzüge müssen an ihrer höchsten Stelle in einem Abstande von mindestens 10 cm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserspiegel des Kessels liegen. . . . .

Diese Bestimmungen finden keine Anwendung auf Dampfkessel, welche aus Siederöhren von weniger als 10 cm Weite bestehen, sowie auf solche Feuerzüge, in welchen ein Erglühen des mit dem Dampfraume in Berührung stehenden Theiles der Wandungen nicht zu befürchten ist. Die Gefahr des Erglühens ist in der Regel als ausgeschlossen zu betrachten, wenn die

vom Wasser bespülte Kesselfläche, welche von dem Feuer vor Erreichung der vom Dampfe bespülten Kesselfläche bestrichen wird, bei natürlichem Luftzuge mindestens zwanzigmal, bei künstlichem Luftzuge mindestens vierzigmal so gross ist, als die Fläche des Feuerrostes.

§ 14 (Aufstellungsort). Dampfkessel, welche für mehr als 6 at Ueberdruck bestimmt sind, und solche, bei welchen das Produkt aus der feuerberührten Fläche in Quadratmetern und der Dampfspannung in Atmosphären Ueberdruck mehr als dreissig beträgt, dürfen unter Räumen, in welchen Menschen sich aufzuhalten pflegen, nicht aufgestellt werden. Innerhalb solcher Räume ist ihre Aufstellung unzulässig, wenn dieselben überwölbt oder mit fester Balkendecke versehen sind.

An jedem Dampfkessel, welcher unter Räumen, in welchen Menschen sich aufzuhalten pflegen, aufgestellt wird, muss die Feuerung so eingerichtet sein, dass die Einwirkung auf den Kessel sofort gehemmt werden kann.

Dampfkessel, welche aus Sicderöhren von weniger als 10 cm Weite bestehen, ... unterliegen diesen Bestimmungen nicht."

Durch die angeführten gesetzlichen Bestimmungen ist man also auf kleine Kessel mit verhältnissmässig engen Feuer- oder Sicderöhren angewiesen, die man der Raumersparniss halber gern stehend baut und mit innerer Feuerung versieht. Bei solchen Kesseln machen sich eine Reihe von Nachtheilen geltend, die mehr oder weniger bei jeder Anordnung auftreten werden. Zunächst ist das Reinigen solcher Kessel schwer, und es müssen bei inneren Besichtigungen die Röhren entfernt werden. Ferner strahlen solche Kessel weit mehr Wärme aus als eingemauerte Kessel. Man baut die Kessel klein und sucht dieselben explosionssicher zu machen; je kleiner man aber den Dampf- und Wasserraum nimmt, um so geringer ist die in ihnen aufgespeicherte Arbeitsmenge, und um so vollkommener muss die Regulierung sein. Diese erforderliche Regulierung muss sich sowohl auf die Speisung wie auch auf die Feuerung beziehen und muss selbstthätig wirkend verlangt werden. Eine Regulierung der Feuerung ist schwer zu erreichen und wirkt nicht sparsam; bei Verwendung gasförmiger und flüssiger Brennstoffe lässt sich das leichter bewerkstelligen, doch ist der Betrieb solcher Feuerungen auch viel theurer als der der Kohlenfeuerung. Letztere regelt man durch Veränderung der Zufuhr der Brennluft; man hat also bald zu viel, bald zu wenig Luft und wirkt bei alledem nicht unmittelbar auf die Arbeitsleistung ein. Ferner ist die Bedingung raschen Anheizens zu stellen und endlich zu bemerken, dass kleine Röhrenkessel sehr nassen Dampf liefern und dass demzufolge der Dampfverbrauch solcher Maschinen überaus hoch ist, ein Umstand, den man in der Hauptsache dem Kessel, weniger der Maschine zuschreiben muss. In folgender Tabelle sind die Werthe der Heizfläche in qm, des Wasserraumes und des Dampfraumes in l für die Pferdestärke für eine Reihe von Motoren zusammengestellt.

Name des Erbauers	Heizfläche für eine Pferdestärke qm	Wasserraum für eine Pferdestärke l	Dampfraum für eine Pferdestärke l
Vogel & Schlegel, Dresden			
Vollkessel und Flammrohrkessel . .	1,25—1,5	200—400	90—130
Röhrenkessel	1,5	130	95
Lachapelle-Kessel	1,2—1,6	95—125	60—80
Komarek, Wien	1,1—1,3	23—45	26—43
Hoffmeister, Wien	1,2	40	25
Friedrich & Jaffé, Wien	1,3	26	15
Klotz, Günther & Kops, Merseburg (Simplex-Motor)	1,4	30	19
Lilienthal, Berlin	0,75	2,13	
Sächsische Dampfschiffs- u. Maschinen-Bauanstalt (Field-Kessel und Compoundmaschine)	0,67	35	30

Den Kohlenverbrauch solcher Kleindampfmaschinen wird man auf 4 bis 6 kg für die Pferdestärke und Stunde beziffern können. Wegen der geringen Standfestigkeit wählt man die Kolbengeschwindigkeiten klein, zu etwa 1 bis 1,5 m.

Es mögen nun zunächst einige Kesseleinrichtungen besprochen werden, ehe auf die Behandlung der Kleindampfmaschinen eingegangen wird.

Einen Field'schen Kessel von C. E. Rost & Co. in Dresden zeigt Fig. 406. In der Feuerbüchsdecke hängen bekanntlich eine Anzahl unten geschlossener Sideröhren, in welche engere, unten offene Röhren eingehängt sind, so dass das Wasser im inneren Rohre niedersinkt und beim Durchgange durch den äusseren Ringraum verdampft. Der in der Mitte eingehängte birnenförmige Körper verwehrt den Feuergasen das unmittelbare Aufsteigen zum Schornstein. Mauert man den Feuerraum, wie Fig. 407 zeigt, so verliert man an Heizfläche, vermindert aber die Ausstrahlung beträchtlich und erhöht dadurch den Wirkungsgrad des Kessels.

Einen gleichfalls viel gebauten Kessel zeigen die Fig. 408 u. 409[1]). Hier ist der Wasserraum von einer Anzahl vertikaler Feuerröhren durchzogen, die in der Feuerbüchsdecke einerseits, in der oberen Bodenplatte andererseits eingezogen und umgebördelt sind. Die Feuerröhren lassen sich nach Abnahme der Rauchkammerdecke bequem reinigen; dagegen ist die Reinigung des Wasserraumes, insbesondere der Feuerbüchsdecke, unbequem.

Statt aufrechter Rohrbündel sind auch wagrechte in Anwendung gekommen, wie bei dem Kessel von Hermann-Lachapelle. Die Fig. 410 und 411 zeigen drei 235 mm weite Wasserrohre, deren Axen um 120°

1) Anordnung der Sächs. Stickmaschinenfabrik, Kappel-Chemnitz.

versetzt liegen. Die Reinigung der Röhren ist durch entsprechend angeordnete Reinigungsluken ermöglicht. Statt der weiten Rohre hat man auch Bündel enger Röhren genommen, die z. B. bei 4 Bündeln um 90° versetzt sind; dabei wird es aber erforderlich, den eigentlichen Kessel aus zwei zusammengeschraubten Theilen herzustellen, deren horizontale Tren-

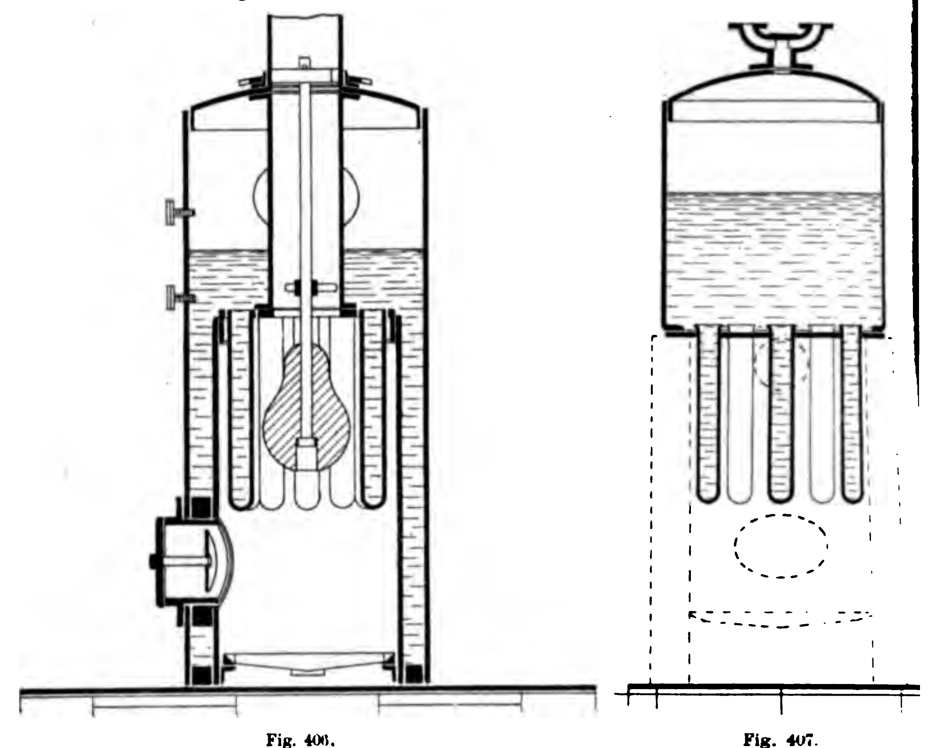


Fig. 406. Fig. 407.

nungsfuge unter dem untersten Rohrbündel liegt, so dass man nach Abnahme des oberen Theils die Reinigung der Wasserröhrenbündel leicht bewerkstelligen kann. Dass man hierbei den schweren Oberkessel abheben muss und eine grosse Fläche abzudichten hat, bleiben aber Nachtheile dieser Anordnung (Uhland, Die Motoren, S. 205).

Einen gut gebauten Kessel zeigte eine von Weygandt & Klein, Stuttgart, in München 1888 ausgestellte Maschine. Wie die Fig. 412 und 413 zeigten, hat der Kessel vier Querröhren in der Feuerbüchse und ausserdem zeigt letztere eine Ausbauchung, welche die Heizfläche vergrössert, vor allem aber die Flamme nach Art der Tenbrink-Feuerung zur Umkehr zwingt und so rauchverhütend wirkt. Eine derartige Feuerbüchse ist eine schwierige Schweissarbeit, die vorzüglichstes Blech voraussetzt und sich sehr theuer stellt.

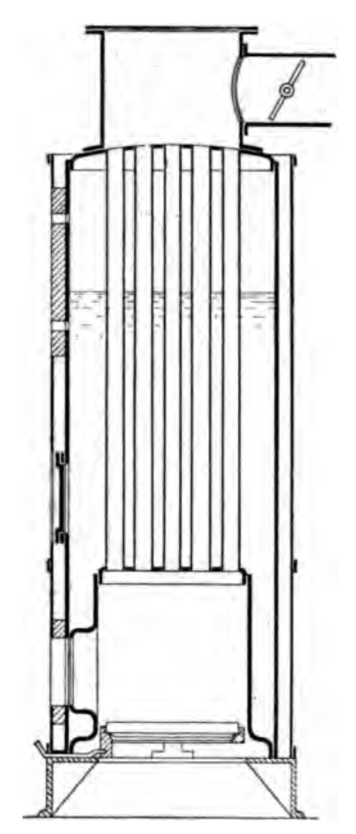


Fig. 408.

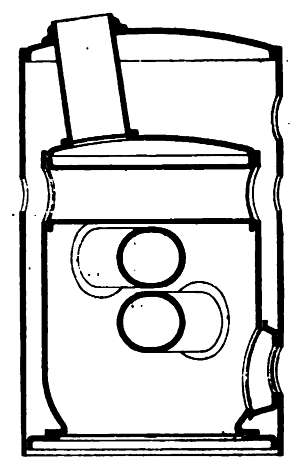


Fig. 410.

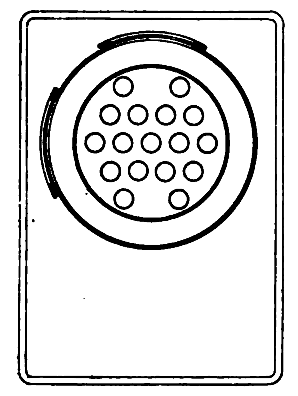


Fig. 409.

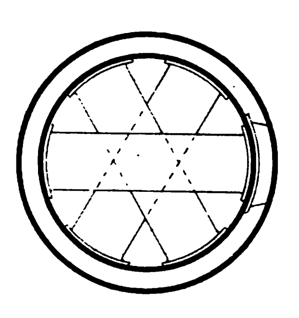


Fig. 411.

Einen interessanten Kessel hatten am gleichen Orte Arndt & Marichal in Aachen ausgestellt; derselbe hat (Fig. 447) umgebogene Röhren, welche einerseits in die Feuerbüchse, andererseits in den Rauchkanal münden. Auf diese Weise ist bei geringer Bauhöhe eine grosse Heizfläche gewonnen und ein bedeutender Wasserinhalt geschaffen worden.

Ueber eine Kesselkonstruktion von G. Kuhn in Stuttgart-Berg siehe die Mittheilung in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1888 S. 1119.

Bei Verwendung derartiger Kessel wird die eigentliche Maschine entweder unmittelbar an den Kessel geschraubt oder auf einer besonderen Gussplatte erbaut; letztere Anordnung erhöht das Gewicht, bietet aber den Vortheil, dass die Entfernung von Kurbelwelle bis Cylindermittel von den Längenänderungen des Kessels nicht beeinflusst wird.

Radinger beschreibt in seinem Berichte über die Wiener Ausstelung des Jahres 1873 (Wien 1874) 24 daselbst ausgestellte Kleindampfmaschinen, meist ausländischen Ursprungs, in dem Berichte über die Ausstellung in Philadelphia 1876 (Heft 10 und 25, Wien 1877/78) 18 ausgestellte Kleindampfmaschinen und Kleinkessel amerikanischen Ursprungs. Von einer Behandlung dieses Stoffes kann hier Abstand genommen werden, da sich unser Interesse mehr den in Deutschland und Oesterreich aufgetretenen, marktfähigen Anordnungen zuwendet. Hierbei mögen die Kataloge der Kleingewerbeausstellungen zu Erfurt (1878), Altona) 1881), Dresden (1884), Wien (1884), Halle (1885), Nürnberg (1885), Karlsruhe (1886) usw. als Leitfaden dienen.

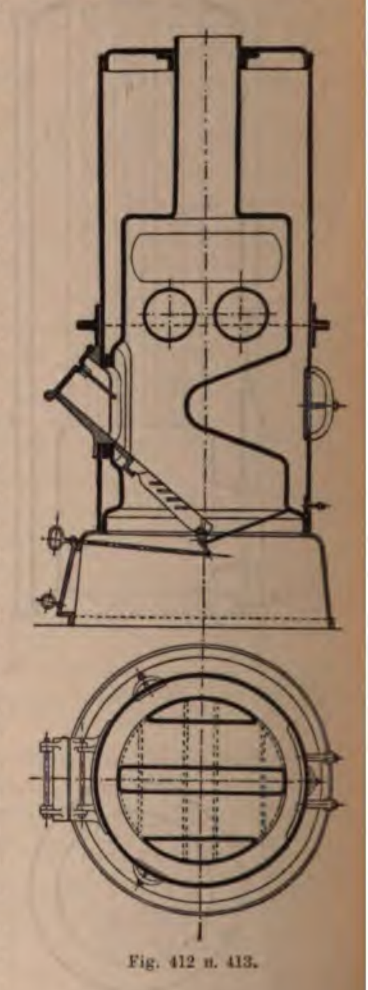


Fig. 412 u. 413.

Eine in Erfurt gebremste Maschine von Gendebien & Naumann in Bockenheim-Frankfurt a. M. leistete bei 171 Umdrehungen 3,63 gebremste Pferdestärken und verbrauchte einschl. Anheizen für e und h 6,2 kg westphälische Steinkohlen. Das Anheizen erforderte bei einer Anfangstemperatur des Kesselwassers von 31° 2 kg Holz und 16,5 kg

Steinkohlen und dauerte 30 Min. Die Diagramme ergaben, dass die Maschine mit nahezu voller Füllung und hohem Gegendruck arbeitete, so dass die Steuerung wenig zweckmässig erscheint.

Die weiterhin in Erfurt ausgestellt gewesenen Maschinen von Jörning & Sauter in Buckau, Wegelin & Hübner in Halle a. S., Lange & Gehrkens in Ottensen, der Zwickauer Maschinenfabrik in Zwickau und Främbs & Freudenberg in Schweidnitz verbrauchten für e und h 5,0 bis 6,3 kg Steinkohlen und wiesen baulich wenig Bemerkenswerthes auf. Der Kessel letzterer Firma zeigte eine etwa in halber Höhe angebrachte konische Feuerbüchse, von welcher die Heizgase unter den Kesselboden geleitet wurden, um dann ein nach Fig. 408 angeordnetes Bündel aufrechter Heizröhren zu durchstreichen.

Viel Aufsehen erregte die Dampfmaschine von H. C. Hoffmeister in Wien, die einen ganz eigenartig gebauten Kessel aufweist. Die Fig. 414 bis 417 erläutern die Bauart. Auf einem hohlen gusseisernen Sockel, der als Feuerraum benutzt ist, sitzt ein niedriger kastenförmiger Kessel, dessen Seitenwände von einem U-Eisen gebildet werden. Der Boden des Kessels ist etwas ausgebaucht und dient einer Anzahl Siederöhren (hier 11) als Rohrwand. Die Siederöhren liegen etwas geneigt, so dass der Gegenstrom gewahrt erscheint. Die Feuergase umspülen diese Röhren und den Kesselboden und ziehen alsdann durch das Rauchrohr ab. Ueber den Mündungen der Röhren ist der Kessel durch je eine schmiedeeiserne Platte, die auf das U-Eisen aufgeschraubt ist, geschlossen. Nach Entfernung dieser Platten ist eine Reinigung der Siederöhren leicht zu bewerkstelligen, wie auch das Einsetzen neuer Röhren bequem auszuführen. Immerhin dürfte die Form der Röhren bezüglich der Reinigung bedenklich erscheinen, sobald der Kessel mit frischem Wasser gespeist würde; doch wird hier der Abdampf der Maschine niedergeschlagen und zum Speisen benutzt. Den mittleren Theil des Kesseldeckels bildet ein kastenförmiges Gussstück, an das sowohl der Dampfcylinder wie auch die Kreuzkopfführung und die Kurbellager angegossen sind. Dieses Gussstück bildet somit einen Dampfdom, in den der Dampfcylinder, vor Abkühlungen bestens geschützt, eingehängt ist. Der Dampf strömt vom Dome durch das Anlass- und das Regulierventil nach dem Schieberkasten der Maschine und wird von hier mittels eines einfachen Muschelschiebers auf die Kolbenseiten vertheilt. Der Abdampf strömt nach einem in Fig. 418 gezeichneten Oberflächenkondensator und wird im verdichteten Zustande von der Speisepumpe angesaugt und dem Kessel wieder zugeführt; das auf der Kurbelwelle sitzende Excenter bewegt gleichzeitig den Schieber und die Speisepumpe. Da der Dampfcylinder mit der Kreuzkopfführung zusammengegossen ist, so werden beide zugleich ausgebohrt. Die Lagerung der Maschine auf den Flanschen des U-Eisens ist eine wenig standhafte, wenn auch das Gewicht durch den Dampfdruck völlig auf-

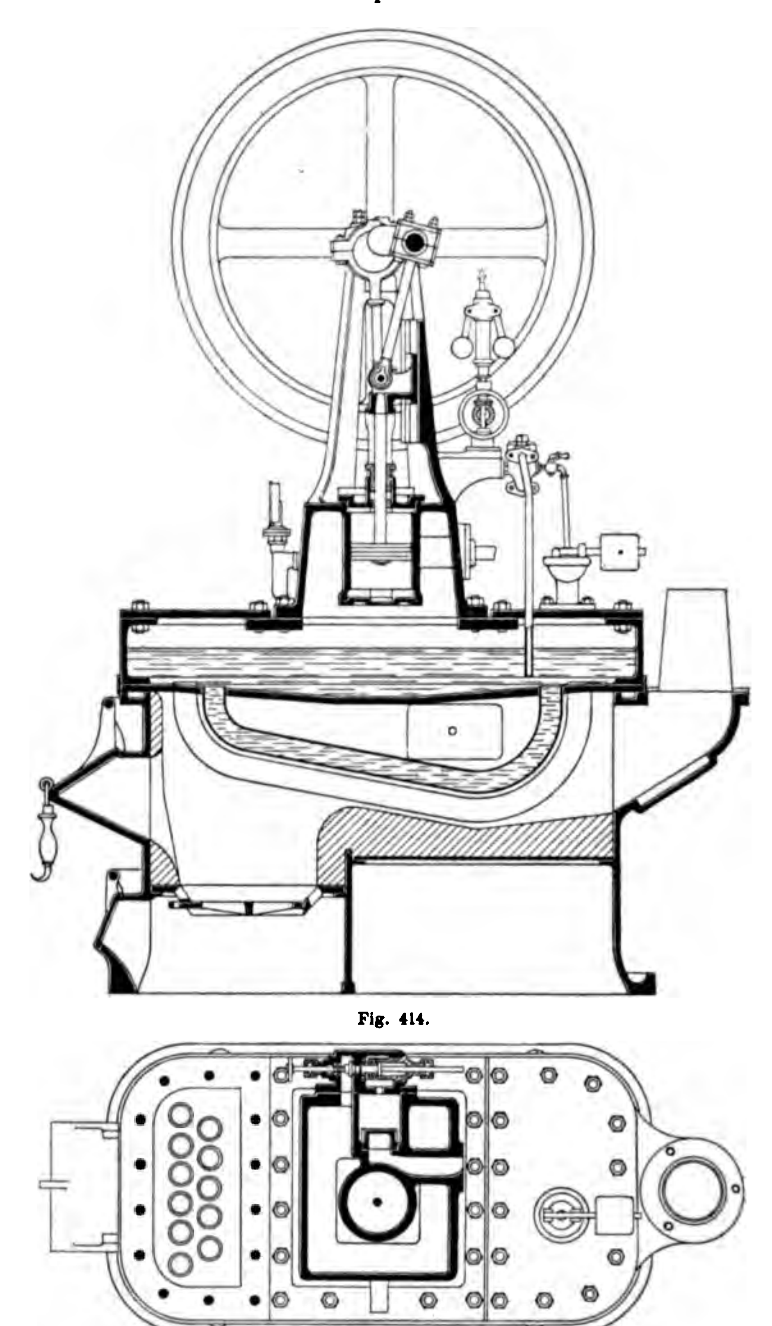


Fig. 414.

Fig. 415.

ehoben wird. Der Feuerraum ist in eeigneter Weise mit feuerfester Masse usgekleidet.

Der Regulator bewirkt ein Vertellen des im Grundriss ersichtlichen, ls Kolbenschieber ausgeführten Reguerventils, d. h. eine Drosselung des)ampfes. Ferner wird auch eine ledigch vom Dampfdrucke bewirkte Reguerung der Feuerung verwendet. Der Kesseldampf drückt hierbei auf eine iegsame Metallplatte und verstellt urch geeignete Hebelverbindungen die ıschenfallklappe.

Durch das Niederschlagen des Abampfes wird ein kesselsteinfreies Speiseasser erzielt und auch zugleich der Vasserstand im Kessel auf gleicher Iöhe erhalten. Die einzige schädliche eimengung im Kesselwasser bildet as mitgerissene Schmieröl; um dieses ı entfernen, geht das Speisewasser urch einen Filterbecher, der mit Wolle, Ianf oder Koks gefüllt ist, wodurch er angestrebte Zweck auch erreicht erden soll. Da die in der Maschine efindliche Wasser- und Dampfmenge egen unvermeidlicher Verluste nicht onstant bleiben wird, führt vom Konensator nach dem Filterbecher ein mit nem Hahn versehenes Röhrchen, ittels dessen eine Nachfüllung (etwa l für die Pferdestärke und den Tag) möglicht ist. Die Speisepumpe förert die der grössten Leistung der Iaschine entsprechende Wassermenge nd wird daher bei geringeren Leiungen Luft saugen; es muss deshalb ie Pumpe mit einem Entlüftungsventile ersehen sein.

Der Filterbecher vermag die Bilıng von Oelseifen nicht völlig zu rhindern; es muss deshalb etwa alle

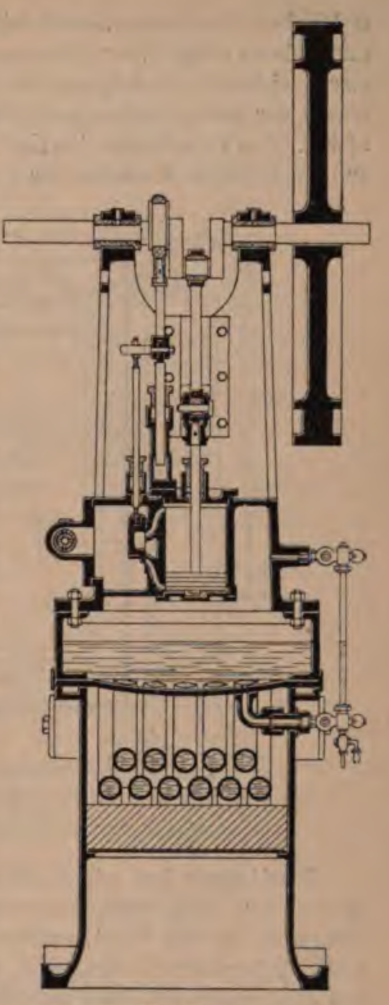


Fig. 416.

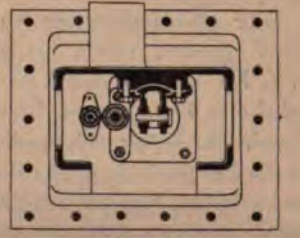


Fig. 417.

... des Kesselwassers abgelassen
... en Kessel gepumpt werden. Auch
... mit Stahlbürsten, sowie ein Ab-
... mittels Dampf von Zeit zu Zeit
...rohr angebracht, das den Heizer
... aufmerksam macht.

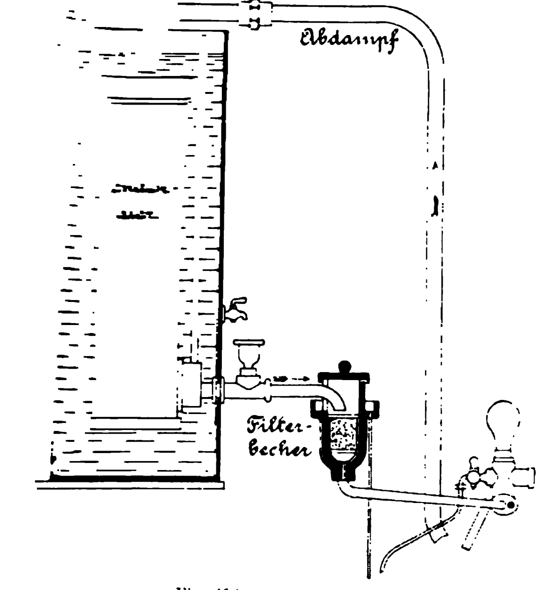


Fig. 418.

... mit Hoffmeister'schen Kesseln Versuche vorge- ... dass mit 1 kg Steinkohle nahe an 10 kg Wasser ... sind, wobei die Schornsteintemperatur etwas über ... beobachtete er den Kessel bei abgenommenen Deckeln ... bei stark gesunkenem Wasserstande fortwährendes Kreisen ...

... Leistungen von $1/2$ bis 4 Pferdestärken wurden die Maschinen ... von 6 bis 20 Pferdestärken liegend. Bei den Grössen ... e ist dabei der Cylinder auf den einen der oben erwähnten ... des Kessels gestellt, während der andere das die Kurbellager ent-...ende Gussstück trägt; diese Anordnung ist wenig zu empfehlen, da ... die Längenänderungen des Kessels auf das Getriebe übertragen. Einen ... Dampferzeuger für eine liegende 4 e Maschine zeigt Fig. 419 ... von Altmann & Co., Berlin).

Die Hoffmeister-Maschinen sind mehrfach amtlichen Prüfungen

;en worden; es mögen hier die Ergebnisse der 1884 in Wien durch-
n Untersuchung Platz finden.

eistung nach Angabe in e . .	2	6	10	
eizfläche in qm	2,5	6	12	
ostfläche	0,12	0,2	0,5	
ylinderbohrung in mm . . .	135	180	210	
ub in mm	150	220	350	
euerung	einf. Sch.	Doppelschieber		
ebliche Umdrehungszahl . . .	120	100	100	
ittlere beob. Umdrehungszahl .	119	116	117	95
ittlere indicirte Leistung . .	—	—	15,8	12,10
ittlere Bremsleistung	1,331	6,48	12,84	10,65
'irkungsgrad	—	—	0,8	0,8
peisewasser für h und e in l .	23,7	26,08	25,4	—
ühlwasser in l	210,5	172,8	173,2	—
ohlenverbrauch in kg . . .	5,17	5,19	4,85	3,75
rösste Bremsleistung	2,81	—	—	15,80

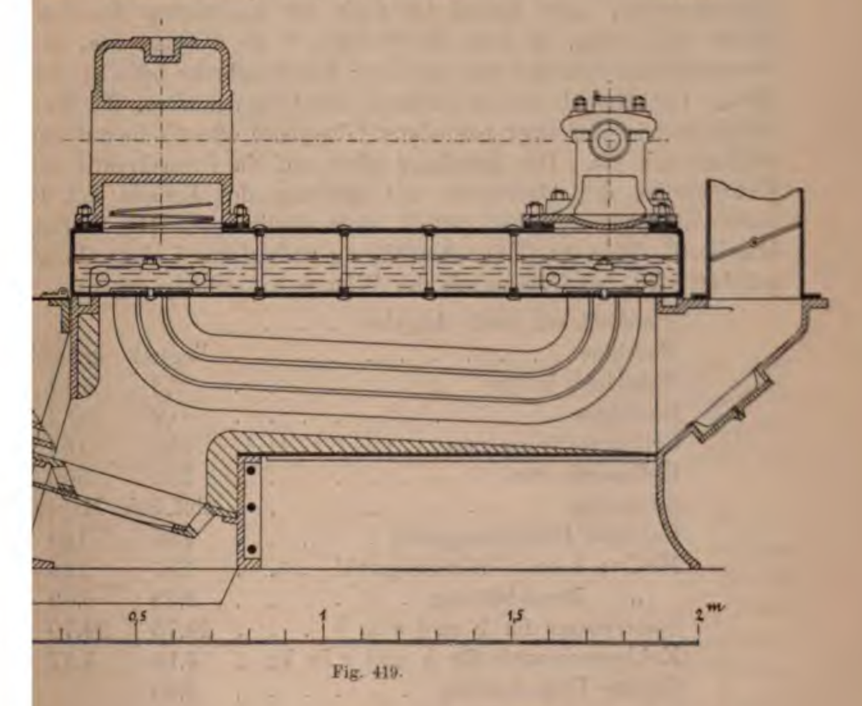


Fig. 419.

om Augenblicke des Anheizens an waren erforderlich bei der Ma-
von

2 e	bis zur Erreichung einer Spannung von	3,5 at	25,5 Min.
6 „	„ „ „ „ „ „	3,5 „	21,0 „
10 „	„ „ „ „ „ „	4,0 „	21,0 „

Die zweite Versuchsreihe mit der 10 e Maschine wurde nach regulierter Schieberstellung vorgenommen.

Eine in Dresden 1884 ausgestellte Maschine leistete 2,89 bis 3,81 e und verbrauchte für h und e 5,07 bis 5,85 kg Nuss-Steinkohlen, 1 hl zu 1,15 M.

Nicht unwesentlich günstigere Resultate haben Versuche Radinger's ergeben, bei denen jedoch der Kohlenverbrauch nicht ermittelt worden zu sein scheint; der Aufwand an Kühlwasser belief sich für h und e auf 76 l. Ensslin in Basel stellte bei einer 4 e Maschine bei 10stündiger Arbeitszeit einschl. des Anheizens einen Kohlenverbrauch von 3,2 kg Kohlen für h und e und einen Kühlwasseraufwand von 90 l für h und e (bei 75 bis 80° Ablauftemperatur fest — überraschend günstige Ergebnisse.

Recht günstige Verbrauchswerthe ergaben die Maschinen von C. Schranz und G. Rödiger, Wien. Die Maschine selbst bietet wenig Besonderheiten. Der Kessel ist nach der Anordnung Lachapelle's gebaut und zeigt, je nach der Grösse, 1 bis 6 Querrohre, die behufs Wasserumlaufs schwach geneigt sind; das Rauchrohr befindet sich in der Mitte. Die Maschine steht aufrecht, der Cylinder oben, die Kurbelwelle unten, und ist auf einer besonderen Gussplatte erbaut, die auf den Kessel aufgeschraubt ist. Der Regulator wirkt auf ein Drosselventil ein. Eine Kondensation des Abdampfes und Speisung des Kessels mit Kondenswasser ist nicht vorgesehen, jedoch leicht anzubringen. Die Prüfung zweier Maschinen, deren sorgfältige Ausführung und gleichmässiger Gang hervorgehoben wird, bei Gelegenheit der Wiener Ausstellung ergab:

Pferdestärken nach Angabe	2	6
Maschine	liegend	stehend
Heizfläche in qm	2,3	6,87
Rostfläche „ „	0,2	0,32
Cylinderbohrung mm	105	165
Kolbenhub mm	200	300
Steuerung	einf. Sch.	Meyer
Uebliche Umdrehungszahl	180	120
Mittlere beob. Umdrehungszahl	177	124
„ Bremsleistung	2,49	6,09
Speisewasser für h und e in l	24,75	24,70
Kohlenverbrauch für h und e in kg	4,18	5,17
Grösste Bremsleistung	3,90	—

Vom Augenblicke des Anheizens bis zur Gewinnung einer Dampfspannung von 4 at verflossen 30 Min.

Besonders die 2 e Maschine, deren Leistung sich um 95 % steigern lässt, erscheint hiernach vortheilhaft.

Die Firma baute die Maschinen entweder mit Lachapelle-Kessel oder mit stehendem Siederöhrenkessel und benutzte bei liegender Maschine den gusseisernen Kesselsockel als Vorwärmer.

F. K. Komarek in Wien verwendete bei seinen Kleindampfmaschinen Kessel, die nach Field's Art gebaut sind; in Fig. 420 ist der einer 6 e Maschine abgebildet. Der Kessel zeigt eine nach oben verjüngte Feuerbüchse, welche mit der Kesselwand durch Stehbolzen versteift ist; ausserdem durchziehen den Wasserringraum eine Anzahl kurzer Feuerröhren, welche die Feuergase in den den Kessel umgebenden Rauchmantel leiten, von wo sie unten in den Schornstein gelangen. Von der Decke der Feuerkiste hängt ein (hier etwa 190 mm weites) Field'sches Rohr in den Feuerraum hinab. Auf der Feuerbüchse steht ein Kesselsteinsammler, auf dessen Boden das Speiserohr mündet; diese Vorrichtung soll einen erheblichen Theil des Kesselsteins entfernen. Die Reinigung dieses Gefässes erfolgt nach Abnahme der mittels Flanschen aufgeschraubten Haube des Kessels, welche oben das Sicherheitsventil trägt. Der übliche Feuerthürrahmen ist hier durch ein doppelt gekröpftes Blech ersetzt, welches die Verbindung zwischen Kessel und Feuerbüchse sehr biegsam macht; ebenso ist die Verbindung beider unten gestaltet. Der ganze Kessel ist mittels eines Ringbleches und verbindender Winkeleisenflanschen auf einem hohlen gusseisernen Sockel aufgestellt, der als Vorwärmer dient. Bei stark kesselsteinhaltigem Wasser empfiehlt es sich, den Abdampf niederzuschlagen und zur Speisung zu benutzen; für gewöhnlich entweicht derselbe in das Rauchrohr und dient zur Zugerzeugung. Das Abdampfrohr liegt in dem als Wasserbehälter gebauten Sockel, aus dem die Speisepumpe saugt, so dass auf diese Weise ein Vorwärmen des Wassers auf etwa 35° erzielt wird.

Die horizontale Maschine ist auf dem Sockel angeordnet und wird somit nicht von den Längenänderungen des Kessels berührt. Der Regulator wirkt auf ein Drosselventil; eine Meyer'sche Steuerung vertheilt den Dampf. Die Maschine zeigt den an grösseren Dampfmaschinen heute üblichen Balken.

In abweichender Weise baute Komarek den Kessel für kleinere Maschinen. Die Fig. 421—423 zeigen einen solchen für 2 Pferdestärken, bei welchem der Field'sche Grundgedanke durchgeführt ist, nur dass die Feuerbüchse völlig fehlt. In den starken Boden des einfachen Cylinderkessels sind 26 Field-Rohre so eingesetzt, dass sie in zwei koncentrischen Kreisen (Fig. 422) münden; die auf dem innern Kreise mündenden Röhren liegen jedoch nicht mehr parallel der Kesselaxe, sondern gehen abwärts nach aussen, so dass sich unten alle 26 Röhren sehr nahe berühren. Somit bilden diese Röhren eine Art Feuerbüchse mit axialen, sich nach oben

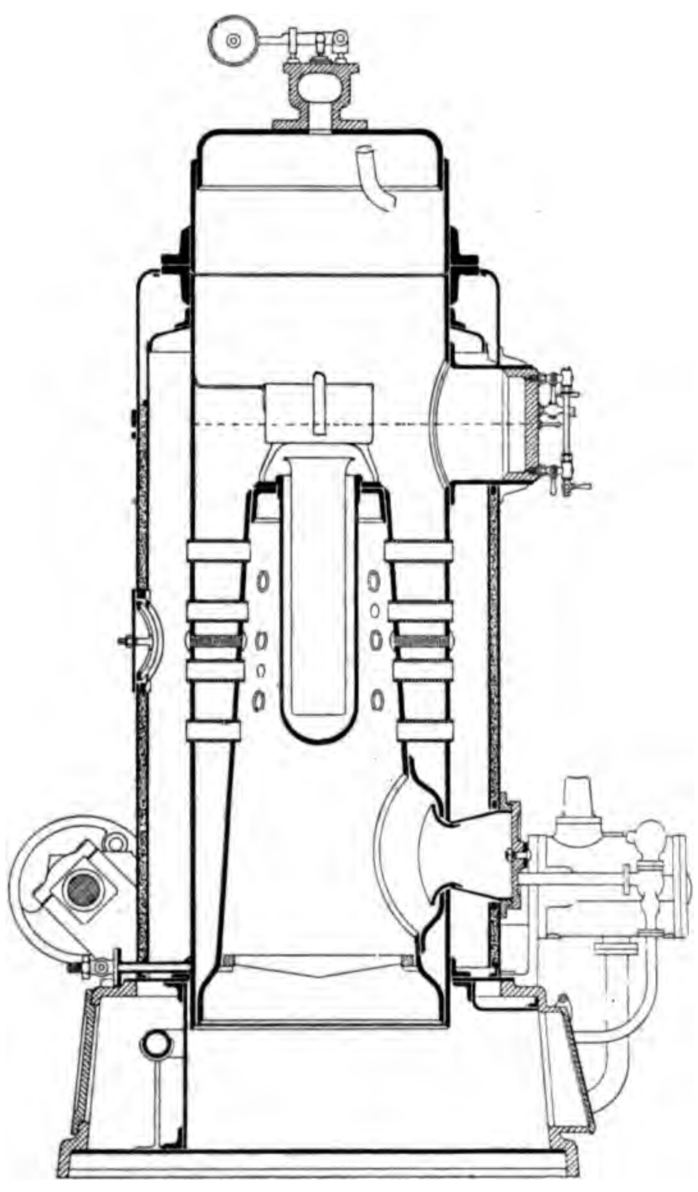


Fig. 420.

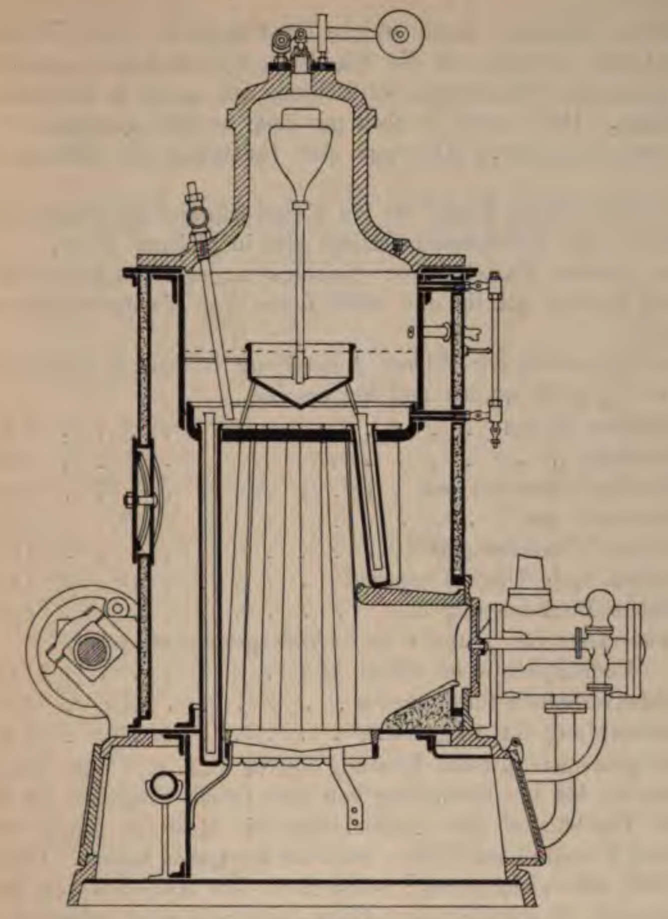


Fig. 421.

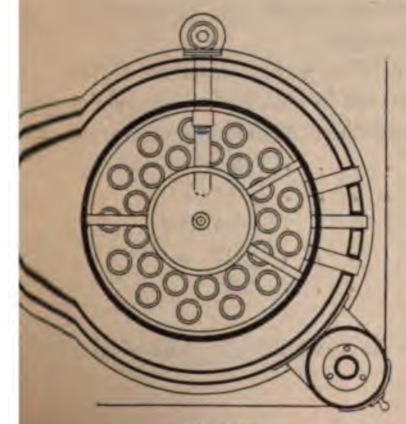


Fig. 422.

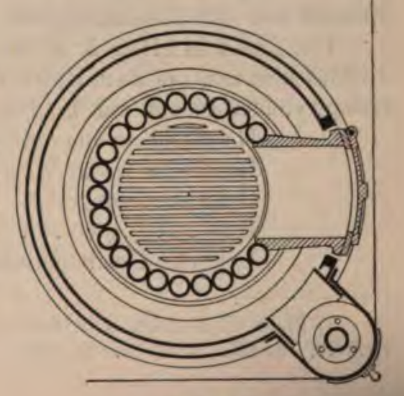


Fig. 423.

erweiternden Schlitzen, durch welche die Feuergase in den Rauchmantel gelangen; hier bespülen sie die Wand des Cylinderkessels und die nach aussen gelegenen Wandungen der Röhren, um unten in den Schornstein zu gelangen. Der Kessel ist oben mit einer starken gusseisernen Haube geschlossen, nach deren Abnahme eine Reinigung der Röhren erfolgen kann.

Auch bei diesem Kessel ist ein Kesselsteinsammler angewendet. Die Vorwärmung des Speisewassers erfolgt hier in gleicher Weise.

Der äussere Mantel beider Kesselgattungen ist doppelwandig, mit schlechten Leitern gefüllt und nach Lösen von Verschraubungen leicht entfernbar.

Bei Gelegenheit der Wiener Ausstellung ist eine 4 e Maschine von Komarek geprüft worden und hat ergeben:

Heizfläche in qm	4,5
Rostfläche „ „	0,159
Cylinderdurchmesser mm	140
Kolbenhub mm	230
Uebliche Umdrehungszahl	110
Mittlere beob. Umdrehungszahl	121
Mittlere Bremsleistung in e	4,51
Speisewasser für h und e in l (Anfangstemperatur 12°, Endtemperatur im Mittel 34,7°)	27,05
Kohlenverbrauch für h und e	4,63
Verdampfung für 1 kg Kohle	6,41

Die gebremste grösste Leistung betrug 5,27 e. Vom Beginn des Anheizens an bis zur Erreichung von 6 at Druck vergingen 33 Minuten. Aus den Ergebnissen geht hervor, dass die Maschine schon unter gewöhnlichen Verhältnissen 31,8 % mehr als angegeben leistete. Der Dampfdruck blieb sehr gleichmässig; selbst nach dem Aufgeben von Brennstoff war nur wenig Rauch sichtbar. Ganz besonders wird rühmlich hervorgehoben die geschmackvolle Form, die schöne Arbeit, das verwendete gute Material und die Gleichmässigkeit des Ganges.

Die Firma Müller & Klasek in Wien stellte daselbst 1884 eine 3 e Maschine aus, die nach Baxter's Art mit in den Kessel eingehängtem Dampfcylinder gebaut war[1]). Die wesentlichen Abmessungen waren:

Heizfläche in qm	3,0
Rostfläche „ „	0,117
Cylinderbohrung	96 mm
Hub	102 „
Uebliche Umdrehungszahl	260

---

1) Siehe die Berichte Radinger's über die Ausstellung in Philadelphia 1876. Heft 10. S. 160. Heft 25. S. 234.

Beim Arbeiten des Regulators ergab sich:

Mittlere beob. Umdrehungszahl	265
Mittlere Nutz-Leistung in e	1,24
Speisewasser für h und e in l	18,7
Kohlenverbrauch „ „ in kg	6,04

Da der Regulator sich als zu leicht erwies und bereits bei 200 Um-
ehungen abschloss, wurde derselbe ausgeschaltet und die Maschine ein
veites Mal geprüft, wobei sich fand:

Mittlere beob. Umdrehungszahl	275
Mittlere Nutz-Leistung in e	2,76
Speisewasser für h und e in l	22
Kohlenverbrauch „ „ in kg	6,1

Die höchste Bremsleistung wurde zu 3,3 e ermittelt. Vom Augen-
licke des Anheizens bis zur Erreichung von 6 at Druck waren 29,5 Min.
rforderlich. Der besonders ruhige Gang wie die sehr reichlichen Ab-
lessungen des Kessels, die selbst bei starker Leistung die Dampfspan-
ung auf gleicher Höhe bleiben liessen, werden hervorgehoben.

Die Klein-Dampfmaschinen von Friedrich (Edmund Friedrich,
Vien, i. F. Friedrich & Jaffé) zeigten in ihrer Anordnung den-
lben Grundgedanken wie diejenigen Hoffmeister's. Auf dem
stenförmigen Kessel (Fig. 424 bis 428) sitzt ein gusseiserner Dom,
dem der Dampfcylinder hängt. Der Kessel selbst ist aus mit einander
schraubten und mit Asbest gedichteten Blechen gebildet und liegt über
n Feuerraum, der aus gusseisernen Platten zusammengesetzt und durch
tlich angeordnete Thüren zugänglich gemacht ist. Die Feuerung ist
e Schüttfeuerung mit schräg liegendem, herausziehbarem Roste und
er Aschenfallthür, die je nach Bedarf einstellbar ist. In dem Feuer-
rme hängen 21 Fieldröhren, die in die Bodenplatte des Kessels ein-
setzt und mit Wasserumlaufsröhren versehen sind; die unteren Enden
r Röhren sind jedoch nicht verschweisst, sondern mittels besonderer
eckel und Bügel, die den Feuergasen wenig ausgesetzt sind, verschlossen.
adurch ist eine weit leichtere, gründliche Reinigung der Röhren gegen-
ber der gewöhnlichen Einrichtung ermöglicht und es lässt sich dieselbe
ach Abnahme des Kesseldeckels leicht vornehmen. Die Röhren ergeben
r die Pferdestärke etwa 1 qm Heizfläche.

Nach Eröffnung des Absperrventils gelangt der Dampf durch ein
om Regulator beeinflusstes Drosselventil nach dem Schieberkasten; dieses
rosselventil (Fig. 427) hat wie bei Hoffmeister die Form eines hohlen
olbenschiebers, dessen Schlitze mit entsprechenden Schlitzen des Ge-
iuses mehr oder weniger in Verbindung treten. Wie bei Hoffmeister
rd auch hier diesem Kolbenschieber vom Regulator eine Drehung er-
eilt. Vom Schieberkasten aus wird der Dampf durch einen einfachen

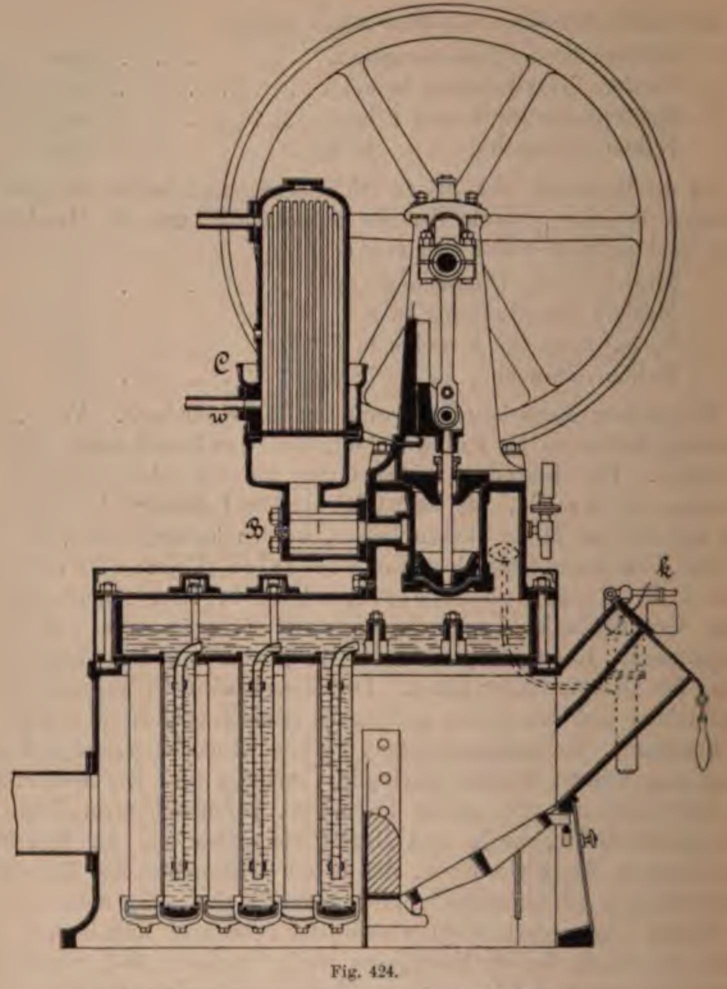


Fig. 424.

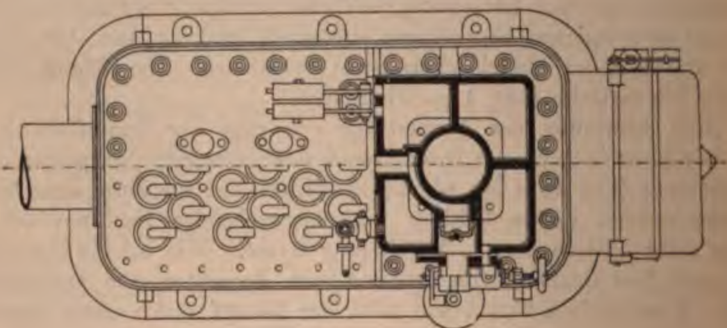


Fig. 425.

ıelschieber vertheilt, der an die inem auf der Kurbelwelle sitzen- Excenter bethätigte Speisepumpe uppelt ist. Der Abdampf tritt in dicht am Dampfdome angeord- Oberflächenkondensator und wird ıu Wasser verdichtet. Der Dampf strömt hierbei eine Anzahl U-förmig ener Messingröhren, in welche ıbenförmig gewundene Weissblech- n eingelegt sind, welche die Was- dung sehr befördern. Das Kon- asser sammelt sich in einem kasten- gen Behälter B und steigt von hier dem Becher C, der den Konden- ringförmig umgiebt. Am Boden B sitzt ein Ablasshahn, um von zu Zeit die sich sammelnde Fett- ıt entfernen zu können; bei w et das zur Speisepumpe führende Es macht also auch bei diesen hinen das Wasser einen Kreislauf , so dass eine Kesselsteinbildung Möglichkeit vermieden ist; von Filterung des Wassers behufs rnung der mitgerissenen Fette ıt Abstand genommen zu sein. en Becher C schliesst sich oben ein Ueberlaufrohr an; die durch htheiten und durch Verdunstung henden unvermeidlichen Verluste n durch zeitweises Nachfüllen des rs vom Kühlwasserraum her be- n. Das Kühlwasser wird ent- unten zu- und oben abgeführt oder es werden beide Oeffnungen unten (auf entgegengesetzte Seiten) verlegt, in welchem Falle sich Einbringung einer hölzernen Scheidewand nöthig macht.

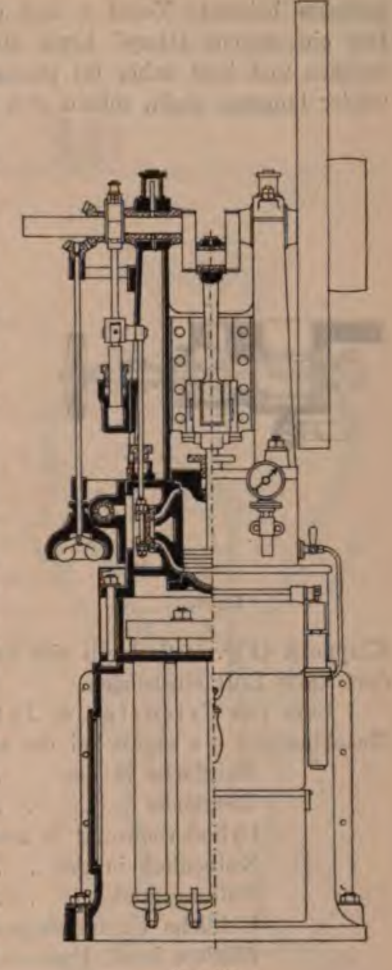


Fig. 426.

Ausser der durch den Regulator herbeigeführten Drosselung des en Dampfes wird, ebenso wie bei **Hoffmeister**, eine Regulierung Luftzufuhr bewerkstelligt und zu diesem Zwecke eine **C. Pieper** tirte (D. R. P. 31138) Einrichtung verwendet (Fig. 429). Steigt die ofspannung in dem mit dem Kessel in offener Verbindung stehenden e R über das zulässige Maass, so öffnet sich das mit einem Blei-

gewichte belastete Ventil v und es tritt Dampf unter den Kolben K. Der eingetretene Dampf kann durch das Röhrchen r nur langsam entweichen und hebt daher bei genügendem Dampfzutritte den Kolben, der wieder langsam sinkt, sobald sich v schliesst. Der Kolben K ist mit der

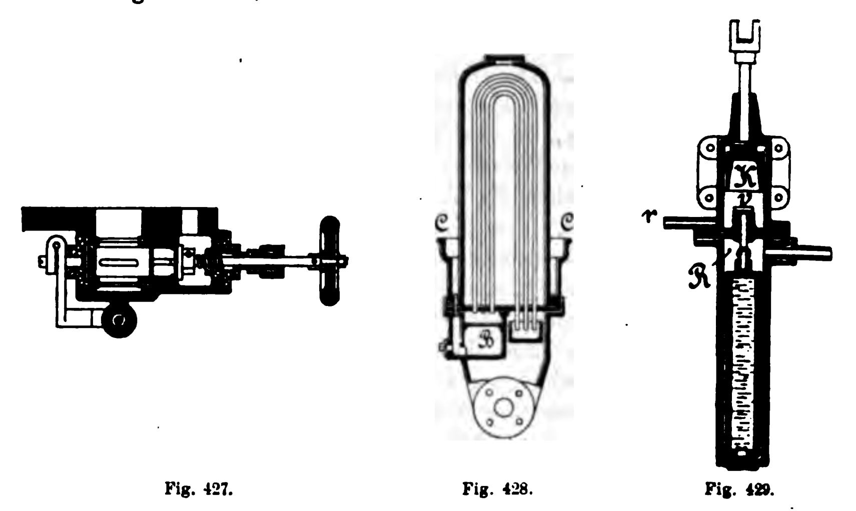


Fig. 427. Fig. 428. Fig. 429.

Klappe k (Fig. 424) durch eine Stange verbunden, lässt mithin nach Bedarf kalte Luft einströmen.

Eine von Friedrich & Jaffé gebaute, 1884 in Wien ausgestellte Maschine von 4 e ergab bei der vorgenommenen Prüfung Folgendes:

Heizfläche in qm	4,0
Rostfläche „ „	0,215
Cylinderbohrung in mm	170
Kolbenhub in mm	170
Füllungsgrad	0,75
Uebliche Umdrehungszahl	120
Mittlere beob. Umdrehungszahl	129
Mittlere indicirte Leistung in e	4,61
Mittlere gebremste „ „	4,06
Wirkungsgrad	0,843
Speisewasser für h und e in l	25,1
Kohlenverbrauch „ „ in kg	6,0
Kühlwasser „ „ in l	200
Grösste Bremsleistung in e	6,68

Vom Augenblicke des Anheizens an bis zur Erreichung von 4,5 at Dampfspannung waren 22 Min. erforderlich. Die vorzügliche Ausführung der Maschine, sowie der ruhige Gang (Betrieb einer Dynamomaschine für 40 Glühlampen) werden besonders hervorgehoben.

Hiernach liegt also der Kohlenverbrauch der Friedrich-Maschine etwas höher als der der Hoffmeister'schen, vorausgesetzt, dass der Brennstoff bei beiden Prüfungen derselbe war, worüber die Wiener Zeugnisse leider nichts enthalten. Späterhin soll der Kohlenverbrauch auf 4 kg vermindert worden sein.

Beachtenswerth sind weiterhin die kleinen, für Leuchtgasheizung von Friedrich entworfenen Maschinen („Zwergmotoren"). Wie aus Fig. 430 hervorgeht, besteht eine solche Maschine aus einem birnenförmigen Dampferzeuger, der auf einem hohlen Fusse ruht. Man füllt die Birne nach Lösen einer Schraube mit Wasser und verschliesst sie dann wieder dicht, öffnet den Gashahn und entzündet das ringförmig bei o ausströmende Leuchtgas. Ist eine Spannung von 1,5 at erreicht, so öffnet sich das oben angebrachte Sicherheitsventil und lässt eine Dampfpfeife ertönen; durch Drehung des Schwungrades setzt man nunmehr das Maschinchen in Bewegung. Beim Kolbenaufgange hält die am oberen Auge der Pleuelstange angebrachte Nase das Kolbenventil offen, so dass der über dem Kolben befindliche Dampf nach unten ausströmen und von hier zu dem bei o brennenden Flammenringe gelangen kann. Ist der Kolben in die Nähe seines oberen todten Punktes gekommen, so öffnet er das Dampfventil d und es tritt Dampf vom Erzeuger herbei, der sich alsdann bei dem Kolbenniedergange ausdehnt. Mit einer Wasserfüllung soll die Maschine ungefähr 3 Stunden arbeiten. Der Gasverbrauch wird zu 200 l in der Stunde, die Leistung zu $^1/_{20}$ e, die Höhe der Maschine zu 500 mm, das Gewicht zu 35 kg angegeben (Gesundheits-Ingenieur, Nov. 1886). Die Maschine soll zum Betriebe kleinerer Gebläse zur Lüftung von Zimmern dienen und wurde von dem Eisenwerk Gaggenau in Gaggenau (Baden) angefertigt. Genau dieselbe Anordnung ist übrigens C. Pieper (D. R. P. 33448) patentirt worden. Friedrich baute diese kleinen Kraftmaschinen von $^1/_{30}$ bis $^1/_4$ e im Preise von 30 bis 200 fl. ö. W. und beabsichtigte auch, sie für Petroleumheizung einzurichten.

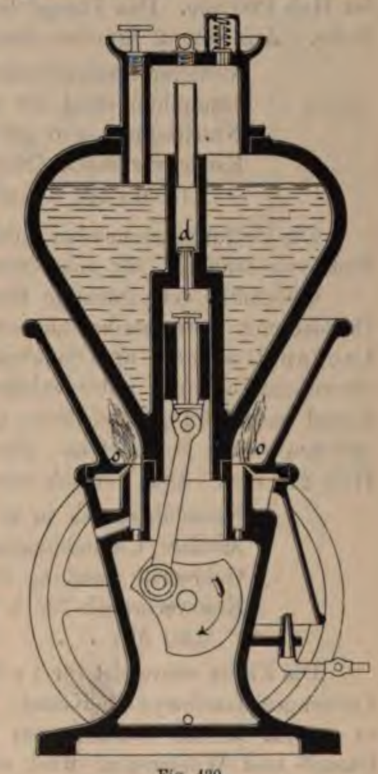


Fig. 430.

Einen Versuch, die Compoundmaschine dem Kleingewerbe dienstbar zu machen, führte die Sächsische Dampfschiffs- und Maschinenbauanstalt in Dresden-N. aus. Die in Fig. 431 dargestellte Maschine welche einer eingehenderen Beschreibung nicht bedarf, wird von der Firma zum Betriebe kleiner Schraubendampfer viel gebaut, kann jedoch auch für Landbetriebe nur empfohlen werden. Die Maschine war 1884 in Dresden ausgestellt und wurde geprüft. Die Bohrungen betrugen 100 bezw. 155 mm, der Hub 120 mm. Den Dampf lieferte ein Field-Kessel von 5 qm Heizfläche. Aus dem 2 Stunden dauernden Versuche ergab sich:

Mittlerer Kesselüberdruck in at	7,52
Umdrehungszahl für die Minute	326
Nutzleistung in e gebremst)	7,50
Kohlenverbrauch (Nuss-Steinkohle 1 hl zu 1,15 M.) für h und e in kg	3,67

Die Prüfungskommission fand den für die gesammte Anlage geforderten Preis von 3000 M. für angemessen.

Gleichfalls sehr günstige Resultate erzielten Vogel & Schlegel in Dresden mit ihrer daselbst ausgestellten Dampfmaschine, welche aus einem Lachapelle-Kessel und daneben gestellter Eincylindermaschine liegender Anordnung bestand, unter welcher ein Vorwärmer angeordnet war. Der Kessel besass 3,2 qm Heizfläche, 0,16 qm Rostfläche und einen 8 m hohen, 200 mm weiten Schornstein. Die Cylinderbohrung betrug 105 mm, der Hub 210 mm. Der Versuch von 1 Stunde Dauer ergab:

Kesselüberdruck in at	5,93
Mittlere Umdrehungszahl	180
Gebremste Leistung in e	2,06
Koksverbrauch für h und e in kg (1 hl zu 0,60 M.)	3,53

Die Firma verwendet für 1 e Maschinen Feuerröhrenkessel, für grössere Leistungen Lachapelle-Kessel; können die Kessel eingemauert werden, so werden kleine Walzenkessel oder Fammrohrkessel verwendet. Der Dampf- und Wasserraum wird sehr reichlich bemessen, um starken Betriebsschwankungen begegnen zu können (die Maschinen finden viel Verwendung in der Holzindustrie).

Von Interesse ist weiterhin eine Dampfmaschine, die einen eigenthümlich gebauten Kessel aufweist; es ist dies die von O. Lilienthal in Berlin (D. R. P. 16103). Der Grundgedanke der Kessel (Hann. Gewerbebl. 1885) ist nicht neu, sondern es haben bereits Ruthven (Dingler, 1840, Bd. 75) und Perkins (Schinz, Wärmemesskunst S. 243) solche Kessel in Anwendung gebracht, die namentlich Heizzwecken dienten. Der Lilienthal'sche Dampferzeuger bestand aus einem inneren aufwärtssteigenden und einem äusseren abwärtsseigenden, schraubenförmig ge-

wundenen Rohre von 15 bis 30 mm Weite. Das innere Rohr besteht meist aus Schmiedeisen (sogen. Perkins-Rohr), das äussere dagegen aus Kupfer. Bei kleineren Dampferzeugern bleibt das äussere Rohr weg, wie

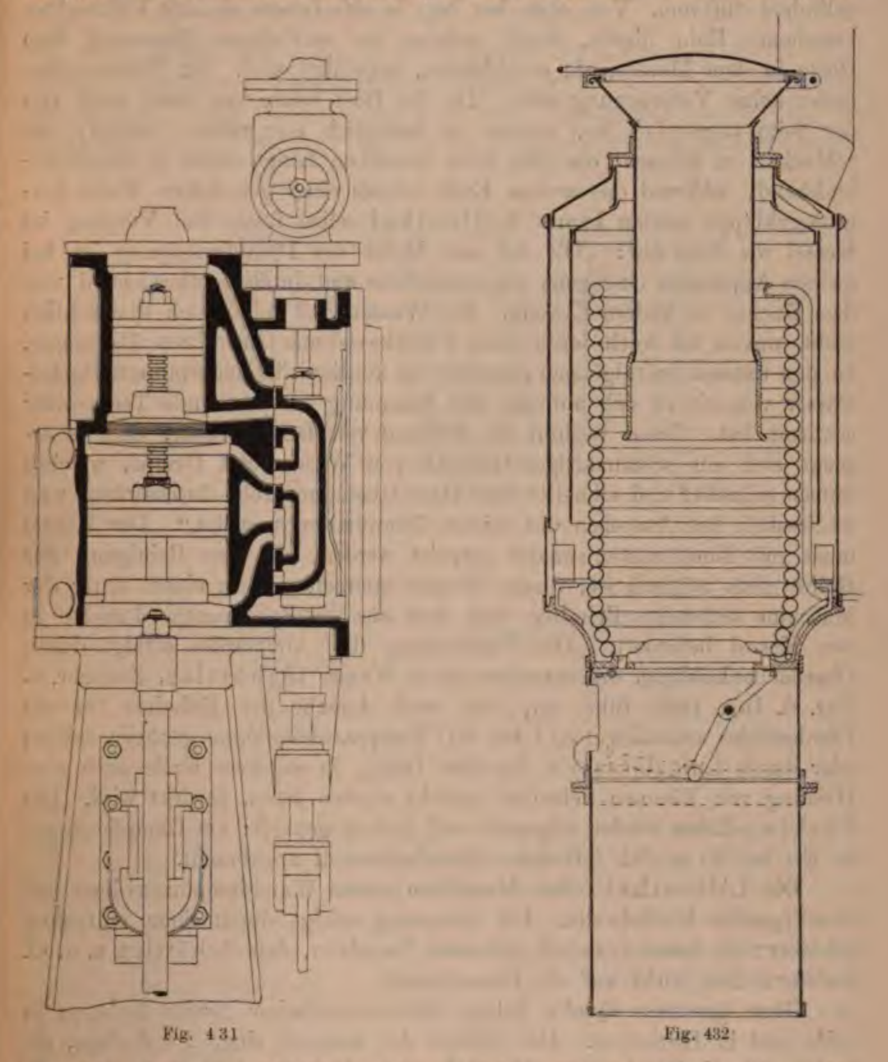


Fig. 431 Fig. 432

aus Fig. 432, der Abbildung eines solchen für 2 e, hervorgeht. Die Windungen des Rohres liegen dicht auf einander, so dass die vom Roste aufsteigenden Feuergase sich in einem geschlossenen Raume bewegen, alsdann durch einen Blechmantel veranlasst werden, die Aussenseite des Rohrs zu bespülen und schliesslich zwischen dem Blechcylinder und der

äusseren Wand des Dampferzeugers zum Schornsteine abziehen. Der abgebildete Kessel enthält 24 m Rohr von 15 mm lichter Weite und 5 mm Wandstärke und hat 4,26 l Inhalt. Am Roste beträgt die Weite des Rohrcylinders 260 mm. Von oben her ragt in das Innere ein mit Fülltrichter versehenes Rohr hinein, durch welches der zerkleinerte Brennstoff dem Roste in dem Maasse, als er abbrennt, zugeführt wird. Im Rohre selbst findet keine Verbrennung statt. Da der Rost weder von oben noch von der Seite zugänglich ist, musste er beweglich eingerichtet werden, um schlacken zu können; die eine Seite desselben hängt daher in einem Gelenkband, während das andere Ende mittels einer gekröpften Welle heruntergeklappt werden kann. Lilienthal selbst fasste den Vorgang im Kessel wie folgt auf: „Die Art und Weise der Dampferzeugung ist bei meinen Apparaten eine ganz eigenthümliche und durchaus abweichend von dem Kochen in andern Kesseln. Ein Wasserstand bildet sich thatsächlich nicht, wovon ich mich durch einen Probekessel aus Glasröhren überzeugte. In den unteren Spiralgängen schreitet das kontinuirlich eingepumpte Speisewasser vor, bis es sich auf die der Spannung entsprechende Temperatur erwärmt hat. Dann beginnt die Bildung von Dampfblasen, und es erzeugt sich ein schaumartiges Gemisch von Wasser und Dampf, welches immer schneller und schneller das Dampferzeugungsrohr durchströmt, und schliesslich das Aussehen des reinen Dampfstromes erhält.“ Der Kessel muss mit Kondensationswasser gespeist werden, da eine Reinigung der Rohre nicht möglich ist; dieses Wasser sammelt sich in einem unter der Maschine stehenden Behälter, von dem aus die Speisepumpe dasselbe in den Kessel befördert. Die Verdichtung des Abdampfes erfolgt durch Oberflächenkühlung, die entweder durch Wasser (Schöttler, Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1885 führt an, dass nach Angabe des Erfinders für die Pferdestärke stündlich 170 l bei 60° Temperaturzunahme genügen sollen) oder durch Luft (Glaser's Annalen 1883), in welchem Falle auch eine Heizung von Räumen nebenbei erreicht werden kann, bewirkt wird. Die Perkins-Rohre werden allgemein auf 150 at geprüft; am Dampferzeuger ist ein bei 10 at sich öffnendes Sicherheitsventil angebracht.

Die Lilienthal'schen Maschinen waren Wanddampfmaschinen mit obenliegender Kurbelwelle. Die Steuerung erfolgt durch einen einfachen Schieber; ein beachtenswerth gebauter Regulator, den Schöttler a. a. O. veröffentlichte, wirkt auf ein Drosselventil.

Oben genannte Quelle bringt Betriebsergebnisse zweier Anlagen in Celle und in Hannover. Der Betrieb der ersteren, einer 2 e Anlage, erforderte für die Pferdestärke stündlich 2,5 kg Koks (zu 1 M. für 50 kg); die andere, 5 e Anlage erforderte 2,8 kg Koks (zu 0,90 M. für 50 kg). Die amtliche Prüfung einer 1884 in Dresden ausgestellten, von U. Pornitz, vorm. Florian Lieboldt & Co. in Chemnitz gebauten Maschine ergab (Cylinderbohrung 100 mm, Hub 180 mm):

Dampfüberdruck in der Rohrleitung in at .	6,05
Minutliche Umdrehungszahl	127
Gebremste Leistung in e	1,32
Koksverbrauch für h und e in kg . . .	4,78

In Dresden war ferner eine Dampfmaschine von Elze (D. R. P. 12934, 14663 und 18846), gebaut von G. A. Kroll & Co., Hannover, ausgestellt. Der Dampferzeuger einer 4 e Maschine besteht, wie die Fig. 433 bis 435 zeigen, aus 54 patentgeschweissten, schmiedeisernen

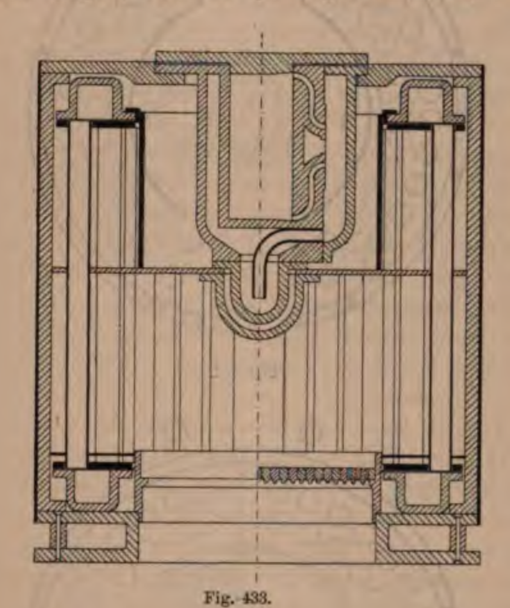


Fig. 433.

Röhren von 52,5 mm äusserem und 46 mm innerem Durchmesser, welche in zwei Cylinderflächen mit gemeinschaftlicher Axe von 800 mm bezw. 670 mm Durchmesser angeordnet sind. Diese Sederöhren werden in starke schmiedeiserne Flanschen eingewalzt und alsdann oben und unten durch gusseiserne, dem Feuer nicht ausgesetzte Rohre verbunden. Der Dampfcylinder der Maschine ist in das Innere dieser Röhrencylinder eingehängt und wird von den abziehenden Feuergasen bespült; er hat am Aussenmantel eine Anzahl Kanäle, die vom Arbeitsdampfe behufs Trocknung durchströmt werden. Das aufrechte Röhrenbündel besteht aus zwei Theilen, welche hinten mittels Flanschen verschraubt sind, vorn dagegen die Feuerzarge zwischen sich aufnehmen. Der runde Rost hat 520 mm Durchmesser. Der Feuerraum ist durch einen Doppelmantel ringsum geschlossen, dessen Zwischenräume mit Infusorienerde gefüllt sind und welcher leicht

entfernbar ist. Etwa in halber Höhe der Röhre ist der Heizraum durch eine gusseiserne Platte in zwei Theile geschieden, die durch zwei Oeffnungen

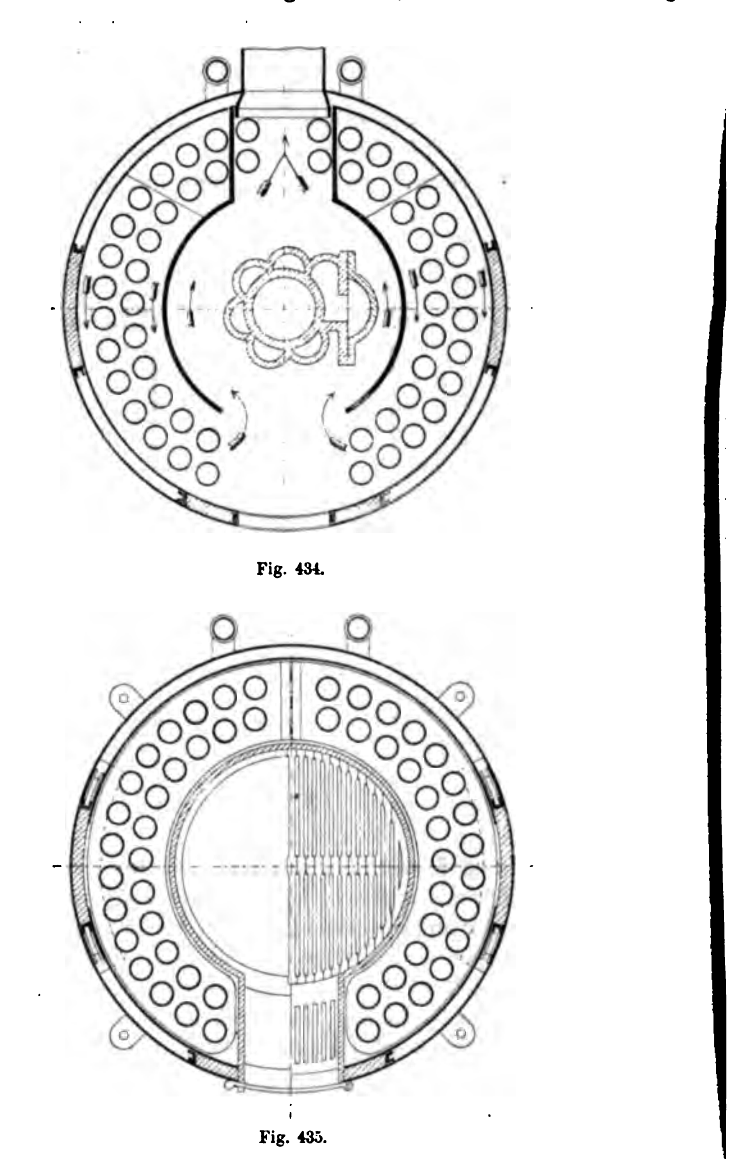


Fig. 434.

Fig. 435.

der Platte in Verbindung stehen. Die Heizgase umspülen somit zunächst die unteren Röhrenhälften, treten dann durch die erwähnten Oeffnungen

den oberen Raum, bestreichen zufolge einer eingesetzten cylindrischen and zunächst die oberen Röhrenhälften, dann erst den Dampfcylinder d entweichen schliesslich zum Schornstein. Der Abdampf der Maschine rd nach einem Vorwärmer geleitet, wo er sich zum grössten Theile niederhlägt; von einer völligen Kondensation wurde im Hinblick auf die errderliche beträchtliche Menge Kühlwasser Abstand genommen. Die ampfmaschine ist selbstverständlich auf der Ofendeckplatte errichtet, etet sonst aber nichts Neues. Die Speisepumpe saugt aus dem Vorärmer und zwar liefert dieselbe 1/3 mehr Wasser als dem gewöhnlichen etriebe entspricht; der Ueberfluss an Wasser wird durch ein Schwimmerentil wieder aus dem Kessel entfernt. Die Maschinen arbeiten mit 5 bis at Druck und 90 bis 120 Umdrehungen. Eine Prüfung derselben wurde cht vorgenommen.

Die von der Firma Klotz, Günther & Kops in Merseburg (Prov. chsen) gebauten „Simplex-Motoren" (Goepel's Patent D.R.P. 11990 d 31373) waren auf den Ausstellungen in Nürnberg und in Halle a. S. t je einem Stück vertreten; auch hier liegt das Wesentliche der Annung im Dampferzeuger. Die Fig. 436 und 437 stellen einen solchen eine 4 e Maschine dar. Auf dem glockenförmigen Sockel sitzt ein sseisener Heizkörper H, der 20 aufrechte Röhren von 60 mm lichter eite zeigt; oben und unten sind dieselben durch je eine Rohrkammer bunden. Ueber H steht ein zweiter, ähnlicher Heizkörper H_1, der och einen kleineren Durchmesser hat und zwei Bündel von Röhren hält. Die Röhren von H bilden einen Kreiscylinder von 650 mm Durchsser, die von H_1 solche von 485 bezw. 310 mm Durchmesser. Beide izkörper stehen durch Knierohre K mit einander in Verbindung. Die hren des Heizkörpers H_1 sind jedoch nach unten durch eingesetzte miedeiserne Sideröhren verlängert, die nach Art der Field-Röhren den Feuerraum hinabhängen. Diese Sideröhren sind mit konischen pfen gedichtet und unten spitz gezogen; sie werden auf besonderen Mainen hergestellt und sind leicht auswechselbar. Das Auswechseln der hren behufs Reinigung oder Ersatz kann vom Heizer verrichtet werden; nach der Grösse kosten dieselben 2 bis 6 M. Die untere Rohrkammer s Heizkörpers H ist in das Chamottefutter der Feuerung eingemauert; r Brennstoff liegt auf einem Kipprost. Die Beschickung des Feuers folgt bei kleineren Maschinen von oben, bei grösseren dagegen wird nterfeuerung angebracht. Die Heizgase bestreichen die Innenseite des leizkörpers H und die Sideröhren, bespülen den Heizkörper H_1 auf der ussenseite und entweichen dann zum Schornstein. Die Speisung erfolgt it frischem Wasser; dasselbe wird von der Pumpe durch den seitlich geordneten Vorwärmer hindurch gedrückt und gelangt durch das Rückhlagventil in die obere Rohrkammer von H. Ist das Wasser stark zur sselsteinbildung geneigt, so wird der Abdampf niedergeschlagen und

hiermit gespeist. Das Wasser tritt von H durch die Röhre K nach den äusseren Rohrbündel von H_1 und dann nach dem inneren. Die Röhren von H_1 sind oben zu je dreien durch einen Deckel geschlossen.

Die Maschine, welche keine Besonderheiten aufweist, ist auf das

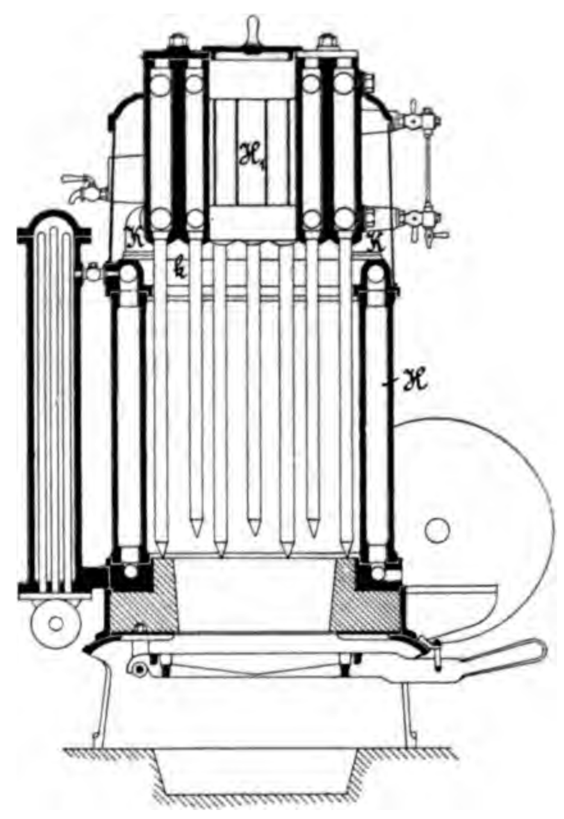


Fig. 436.

Fundament gestellt, wie aus Fig. 437 hervorgeht. Der Regulator beeinflusst das Dampfeinlassventil.

Die Firma gab an, dass etwa 2 qm Heizfläche für die Pferdestärke zu nehmen seien. Dagegen ist der Dampf- und Wasserraum sehr klein; eine Mittheilung in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1885, S. 475 giebt für eine 4 e Maschine (die Quelle sagt irrthümlich 6 e) den Wasserraum zu 120 l, den Dampfraum zu 74 l an. Hiernach sind für 1 e 30 l Wasser und 19 l Dampf vorhanden.

Die in Halle a. S. geprüfte Maschine mit 128 mm Bohrung und

202 mm Hub, die zum Betriebe einer Dynamomaschine diente, ergab: Zum Anheizen, das 33′ dauerte, waren 4,4 kg Holz und 4,5 kg Koks erforderlich; die Dampfspannung betrug 5,46 at. Bei 5 Stunden Versuchsdauer wurden 4,54 gebremste Pferdestärken und 172,8 minutliche Umdrehungen ermittelt; Koksverbrauch für h und e 3,85 kg, Speisewasser

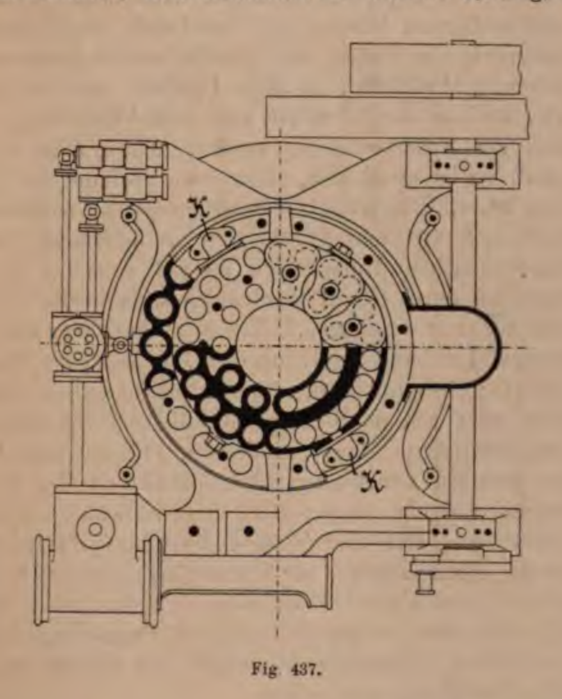


Fig. 437.

für h und e 28 kg. Die grösste Leistung der Maschine bei 5,8 bis 6 at Druck betrug 5,6 e.

Ausser oben genannter Firma baute auch C. Hoppe in Berlin Simplex-Motoren.

Die Sächsische Stickmaschinen-Fabrik in Kappel-Chemnitz hatte in Nürnberg gleichfalls eine Kesseldampfmaschine ausgestellt. Die Kessel sind stehende Feuerröhrenkessel (Fig. 408 u. 409), die verhältnissmässig gross genommen werden, da diese Maschinen vielfach in der Holzindustrie Verwendung finden und wegen starker Betriebsschwankungen kleine Kessel nicht zureichend sind. Die Feuerung ist mit Kipprost versehen. Für grössere Maschinen werden Vorwärmer benutzt. Die Maschine ist entweder liegend oder stehend gebaut; der Regulator wirkt auf ein Drossel- bezw. Expansionsregulierventil; von 6 e an aufwärts wird Rider-Steuerung, vom Regulator verstellbar, gebaut. Eine 2 e genannte

Maschine, die jedoch thatsächlich stärker sei, brauche 5—6 kg Koks und 25—27 kg Wasser für h und e.

Bei den Anordnungen Hoffmeister's und Friedrich's vollzog das Wasser einen Kreislauf, denn es wurde das Speisewasser von der Pumpe von 1 auf 4 at gepresst, verdampft, dann dehnte sich der Dampf und wurde schliesslich zu Wasser von 1 at Druck verdichtet; hierbei war es nicht erforderlich, das Gefäss oder die Reihe von Gefässen, in denen sich dieser Vorgang abwickelte, in allen Punkten von der äusseren Luft abzuschliessen, und in der That ist auch die Verbindung mit der umgebenden Luft am Filterbecher vorhanden. Hebt man dagegen diese Verbindung auf, so ist ersichtlich, dass man alsdann die Druckgrenzen beliebig wählen kann. Dies ist der Grundgedanke der Anordnung Davey's in Leeds (D. R. P. 30101 und 31596); er hat im Kessel nur eine Spannung von 1 at, lässt den Dampf sich bis auf etwa 0,1 bis 0,2 at ausdehnen, schlägt ihn durch Oberflächenkondensation nieder und presst das Wasser wieder auf 1 at zusammen. Es ist mithin hier die durch Kondensation erzeugte Luftleere die Kraftquelle, weshalb die Maschine auch „Vacuum-Motor“ benannt wird. Eine Explosionsgefahr liegt bei diesen Kraftmaschinen nicht vor, da Sicherheitsventile die Erhöhung der Spannung über das gewünschte Maass verhindern. Es hat den Anschein, als ob bei diesem geringen Druckunterschiede die Arbeit der Maschine eine wenig wirthschaftliche sein müsse; doch ist dem nicht so, wenigstens rein theoretisch betrachtet. Der Carnot'sche Wirkungsgrad ist nämlich, wie einfache Ueberlegungen ergeben, für Davey's Process etwa derselbe, wie bei Hoffmeister und Friedrich; dabei ist aber nicht zu übersehen, dass Davey's Maschine wegen des geringen Druckunterschiedes grosser Dampfcylinder bedarf. Vergleichsrechnungen sind einfach anzustellen und mögen deshalb hier übergangen werden.

Die Davey'sche Kraftmaschine ist in den Fig. 438 bis 441 dargestellt. Der Dampferzeuger ist (vermuthlich) aus Gusseisen hergestellt und besitzt eine Feuerbüchse, die zwischen sich und der Aussenwand einen überall etwa gleich weiten Raum für Wasser und Dampf belässt. Die auf dem Roste entwickelten Feuergase umspülen einen Quersieder und ziehen alsdann durch den Schornstein ab. Der Dampferzeuger hat eine [-form; in dem oberen Schenkel ist der Dampfcylinder (vom Dampfe umspült) angeordnet, der untere enthält den Feuerraum und trägt die angegossenen Lager der Kurbelwelle. Zwischen beiden Schenkeln angegossen befindet sich die cylindrische Kreuzkopfführung; der Dampf wird von einem einfachen Muschelschieber vertheilt. Cylinder, Kolben und Schieber sind aus Bronce hergestellt. Die Kurbelwelle ist gekröpft und trägt aussen eine Kurbelscheibe zur Bewegung der Pumpen. Der Abdampf der Maschine strömt nach dem neben dem Dampferzeuger stehenden Oberflächenkondensator; in letzterem liegt ein vom Kühlwasser umspültes

hrenbündel, das oben und unten durch je eine Rohrkammer ge-
lossen ist. Auf dem Wege von der oberen Rohrkammer, in welche
Abdampf eingeleitet wird, durch die Röhren nach der unteren wird
selbe verdichtet; die Pumpe P saugt aus der unteren Rohrkammer

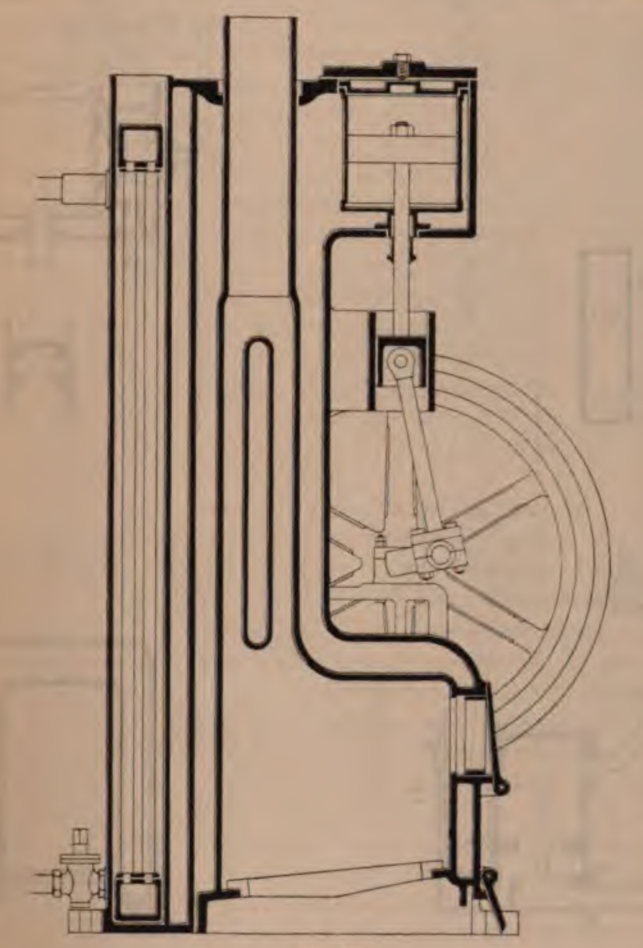


Fig. 438.

d drückt das Wasser nach einem neben dem Kondensator angeordneten
hälter B, von wo es durch eine Speisevorrichtung wieder dem Dampf-
euger zugeführt wird. Die Speisevorrichtung, mit S bezeichnet, besteht
s einem vorn mit einer Glasplatte geschlossenen gusseisernen Kasten,
an den Dampferzeuger angeschraubt ist und mit diesem durch zwei

Röhrchen, die in dem Dampf- bezw. in dem Wasserraume münden, in Verbindung steht; unten mündet in diesem Kasten S ein vom Behälter B kommendes Rohr. Ein in S befindlicher Schwimmer W vermag mittels

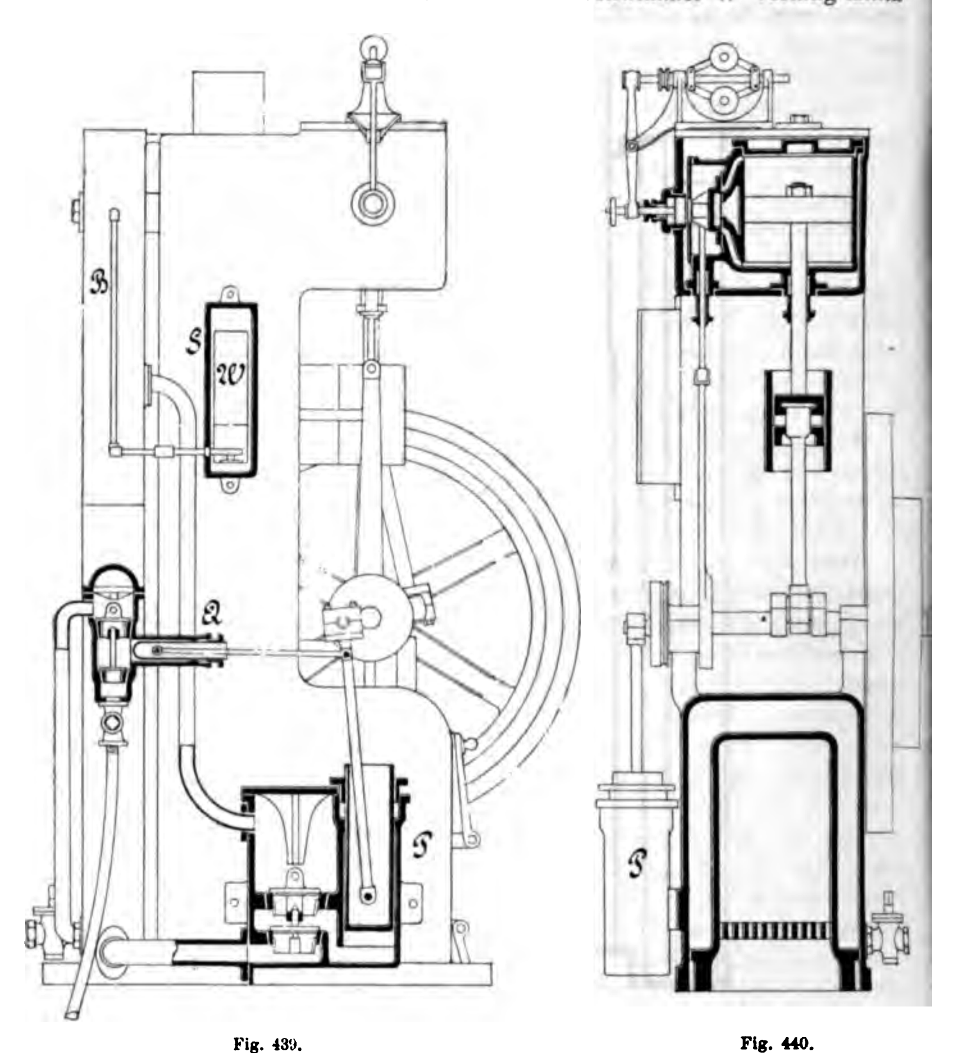


Fig. 439. Fig. 440.

einer Kautschukplatte das von B kommende Rohr zu verschliessen; bei hohem Wasserstande hält er die Rohrmündung geschlossen, gestattet jedoch ein Ueberfliessen von Wasser aus dem Behälter B nach dem Dampferzeuger, sobald der Wasserspiegel in letzterem sinkt. Die liegend an-

Die von der Aachener Dampfmotorenfabrik Arndt & Marichal in Aachen gebauten „Mignon-Motoren“ haben Feuerröhrenkessel, im wesentlichen von der in Fig. 408 und 409 dargestellten Anordnung, nur dass die Feuerbüchse ausgemauert und die Rauchhaube kegelförmig gestaltet

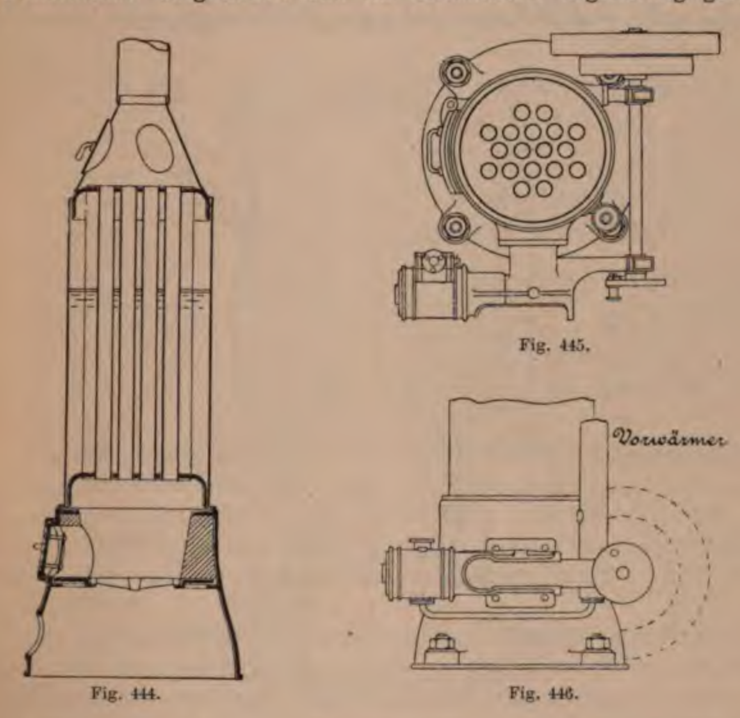


Fig. 444. Fig. 445. Fig. 446.

ist (Fig. 444). Die Dampfmaschine ist, wie die Fig. 445 und 446 zeigen, an den gusseisernen Ofensockel angeschraubt. Für die Kessel gelten folgende Zahlen (Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1887 S. 195):

Heizfläche in qm	1,5	3	5	8
Lichter Durchmesser des Kessels in mm	500	600	700	800
Lichte Höhe desselben in mm	900	1100	1100	1200
Aeusserer Durchmesser der Röhren in mm	61	61	61	61
Zahl derselben	12	22	32	44
Dampfraum in l	39	65	87	111
Wasserraum in l	78	151	232	333
Gesammt-Fassungsraum in l	117	216	319	444

Eine neuere Form der Kessel dieser Firma zeigt Fig. 447, welche weiterer Erläuterung nicht bedarf. Die gebogenen Feuerröhren sind auf der Aussenseite leicht zu reinigen.

Auf der Münchener Ausstellung 1888 waren neben einzelnen der bereits beschriebenen Konstruktionen eine Reihe von im allgemeinen gut gebauten Kleindampfmaschinen ausgestellt, welche Besonderheiten bezüglich ihrer Konstruktion nicht aufwiesen, sich jedoch durch ihre solide, einfache und erprobte Bauart bei guten Betriebsergebnissen dauernd auf

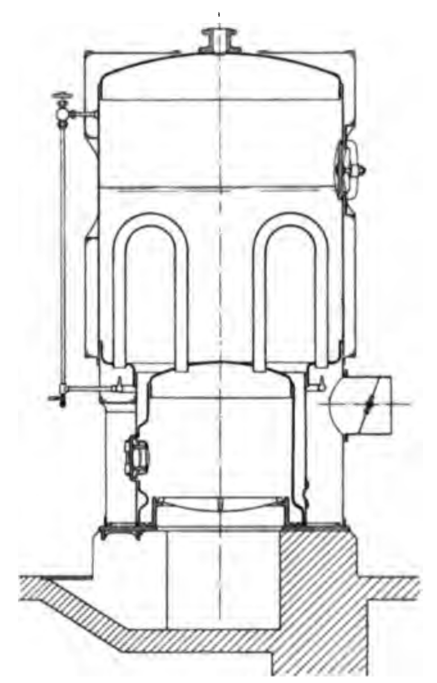


Fig. 447.

dem Markte gehalten haben, ein Erfolg den die meisten der Specialkonstruktionen nicht aufweisen können.

So erfreuen sich z. B. die Maschinen von Scharrer & Gross in Nürnberg weiter Verbreitung. Bei Gelegenheit der Karlsruher Ausstellung wurde ein solcher 4 pf. Motor geprüft; derselbe leistete bei n = 112,5 indicirt 5,56, eff. 4,67 Pfst. und brauchte pro eff. Pfst. stündlich 2,82 kg Steinkohlen bezw. 22,62 kg Dampf. Der Kessel (mit Vorwärmer) verdampfte pro kg Kohle 7,9 kg Wasser und leistete pro qm Heizfläche 22,1 kg Dampf. Beim Anheizen wurden mit 5,5 kg Holz und 20,6 kg Kohle in 20 Minuten 5 at erreicht.

Weiter sind die von G. Kuhn in Stuttgart-Berg gebauten Kleindampfmaschinen zu nennen. Die sogen. Halblokomobilen haben stehende Röhrenkessel, welche zusammen mit der liegenden Dampfmaschine auf einer

gusseisernen Grundplatte montirt sind. Diese Motoren werden nach folgender Liste gebaut und brauchen pro eff. Pfst. stündlich 24 bis 16 kg Dampf.

Marke	Pferdekräfte effect.	Maschine			Kessel		Kamin		Warmwasser-Reservoir		Aufstellungsraum		
		Cylind.-durchmesser mm	Hub mm	Touren pro Minute	Heizfläche qm	Arbeitsdruck at	Lichte Weite mm	Höhe m	Inhalt l	Gewicht kg	Länge mm	Breite mm	Höhe mm
I	1	96	192	140	1,98	7	180	15	750	246	1800	1200	2250
II	2	114	216	128	3,78	7	180	15	1000	316	2000	1500	2650
III	3	132	240	120	4,86	7	210	15	1000	316	2300	1600	2800
B	4	110	210	190	6,5	7	240	15	1000	316	2400	1800	3100
C	5	135	240	180	8,2	7	270	15	1500	376	2500	1850	3200
CI	6	135	240	180	10,6	7	300	15	1500	376	2500	1850	3300
D	8	155	270	160	14	7	330	16	2000	496	2600	1900	3700
E	10	170	300	150	18,8	7	350	18	2500	556	2800	2000	4200

Die weiter von genannter Firma gebauten liegenden Dampfmaschinen mit Präcisionsschiebersteuerung haben Abmessungen von 135 mm Bohrung und 240 mm Hub bis 225 mm Bohrung und 360 mm Hub. Die stehenden Maschinen Klasse S E 1 bis S K 3 haben Schiebersteuerung und Drosselventilregulierung und weisen Dampfverbrauchsziffern von 22 bis 16,5 kg auf.

Eine durchaus neue, interessante Kleindampfmaschine hatte W. Schmidt 1888 in München ausgestellt; er nannte sie Excelsior-Gewerbemotor. Wir geben in Fig. 448 einen Schnitt dieser Maschine, aus welchem hervorgeht, dass zur Erzeugung des Arbeitsdampfes eine Art Heisswasserheizung angewendet ist. Das in sich vollkommen geschlossene Rohrsystem a b c d ist zum Theil der direkten Beheizung in A ausgesetzt, zum Theil liegt es innerhalb des Wasserraums des Gefässes B; es wird so der in a erzeugte Dampf sich in c kondensiren und das in B befindliche Wasser verdampfen. Eine Verschmutzung oder Verstopfung des Heisswassersystems ist ausgeschlossen, die äussere Reinigung der Röhre c dagegen durch Abnahme des oberen Theiles des Gefässes B leicht ermöglicht. Der Heizdampf hat 14, der Arbeitsdampf 6 at Druck. Der einfachwirkende Cylinder ist in den Heizraum verlegt und durch die mit Chamotte ausgestampfte Platte g vor der Stichflamme geschützt. Zur Steuerung dient ein Kolbenschieber, dessen Excenter durch einen Axenregulator eingestellt wird. Die Speisung war selbstthätig gedacht und wurde durch eine Speisepumpe E bethätigt, deren Druckventil n als Differentialventil konstruirt war; das Druckrohr v mündet unter dem Normalwasserstande in ein weiteres Rohr p. Steht das Wasser hoch genug, so spielt n im Wasser; sinkt der Wasserstand, so

Fig. 448.

tritt Dampf an n heran und beim Oeffnen des Ventils n in den Pumpenraum, woselbst er kondensirt und auf diese Weise die Eröffnung des Saugventils und damit Speisung ermöglicht.

L. Lewicki fand bei einer Maschine von 130 mm Bohrung und 160 mm Hub bei n = 221,4 eine Bremsleistung von 2,1 Pfst. Der Dampfverbrauch betrug 17,02, der Koksverbrauch 3,4 kg.

Die bezüglich ihres Rohrsystems wie auch ihrer automatischen Speisung empfindliche Maschine hat eine weitere Verbreitung kaum gefunden.

Später (Erfurter Ausstellung 1894) hat Schmidt Heissdampfmotoren auch für kleine Leistungen gebaut, über welche in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1895 S. 314 berichtet wird. Auch diese sind für Kleinbetriebe zu empfindlich; Kessel und Ueberhitzer zeigten die bekannte Schlangenrohrform. In der Zeitschr. d. intern. Verb. d. Dampfk.-Ueberw.-Ver. 1894 sind Versuche angeführt, welche einen Dampfverbrauch von 11,87 kg pro Pfst. ergaben.

Von dem Eisenwerke Gaggenau in Gaggenau sind vor mehreren Jahren die sogen. Gaggenauer Dampf-Sparmotoren auf den Markt gebracht worden; dieselben haben sich aus dem Friedrich-Motor entwickelt, sind sorgfältig gearbeitet und erfreuen sich ziemlicher Verbreitung. Wie aus den Fig. 449 und 450 ersichtlich ist, verwendet die Firma einen Wasserröhrenkessel mit einer Wasserkammer, also einseitig geschlossenen Röhren; letztere besitzen keine Einlagrohre, doch sind Wasser- und Dampf-Stauungen bei dem gewählten Verhältniss von Durchmesser zu Länge (ein Kessel von 3 qm Heiz- und 0,15 qm Rostfläche hat z. B. 18 Rohre von 76 mm äusseren Durchmesser bei 0,68 m Länge) nicht zu befürchten. Auf die Wasserkammer, deren Wände durch Stehbolzen verbunden sind, ist ein Dampfsammler aufgesetzt, welcher das Absperrventil und zwei Sicherheitsventile trägt; das eine dieser Sicherheitsventile dient zur Regulierung der Feuerung, indem der ausströmende Dampf nach dem Schornstein geführt wird und hier von oben nach unten, also den Feuergasen entgegen ausströmt und so das Feuer dämpft. Die Schwankungen in der Dampfspannung sollen dadurch auf 0,5 at beschränkt bleiben. Um den Kessel bequem reinigen und repariren zu können, sind Nietverbindungen vermieden und nur Schrauben und Bolzen angewendet.

In der Füllschachtfeuerung können Kohlen, Torf, Holzabfälle, Gerberlohe usw. verfeuert werden. Die Verbrennungsluft durchstreicht die seitlich am Kessel angeordneten Blechmäntel, vermindert somit die Ausstrahlung und tritt vorgewärmt zur Feuerung. Die Wärmeausstrahlung ist jedoch immerhin recht beträchtlich.

Die in den Fig. 451 und 452 dargestellte Dampfmaschine ist einwirkend und auf einer Grundplatte aufgebaut. Ein neben dem Haupt-
setztes Excenter betreibt sowohl den Dampfschieber, wie auch

die Speisepumpe. Der Dampf strömt durch ein von einem horizontalen Centrifugalregulator, der mittels Riemens angetrieben wird, beherrschtes Drosselventil zum Schieberkasten.

Der Abdampf der Maschine gelangt nach einem Röhrenapparat, welcher als Oberflächen-Kondensator oder auch als Vorwärmer dienen

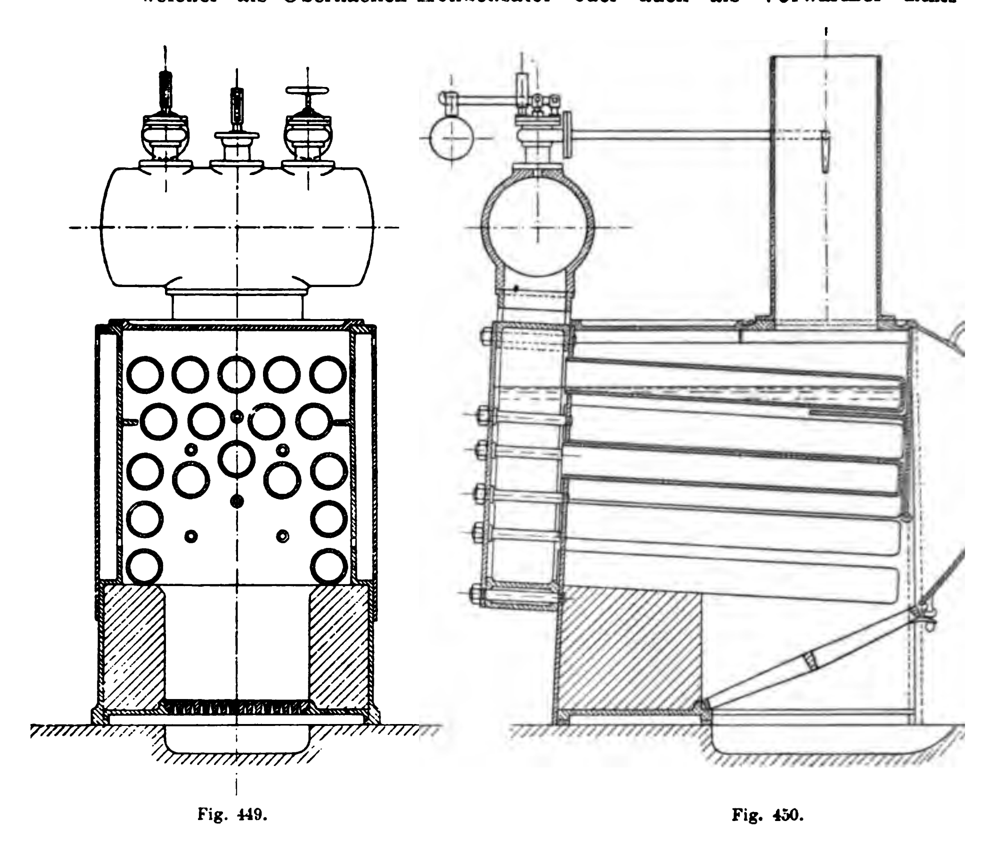


Fig. 449. Fig. 450.

kann; im ersteren Falle wird das Kondensat (anscheinend ohne vorgängige Reinigung von Schmieröl usw.) der Speisepumpe direkt zugeführt.

Prof. Richard erzielte 1890 bei einem $1^1/_2$stündigen Versuche mit einem solchen Motor folgende Ergebnisse. Die Maschine hatte 150 mm Bohrung, 150 mm Hub und lief mit $n = 184$; der Kessel hatte 3 qm Heiz- und 0,15 qm Rostfläche bei 5 at Dampfspannung. Die indicirte Leistung betrug 2,89 Pfst., die effektive 2,55 Pfst., somit $\eta = 0{,}882$. An Kohlen wurden pro eff. Pferdestärke stündlich excl. Asche verbraucht 3,51 kg, der stündliche Dampfverbrauch pro eff. Pfst. betrug 20,14 kg. Pro qm Heizfläche wurden stündlich verdampft 17,08 kg, 1 kg Kohle

verdampfte netto 5,74 kg Wasser. Die Erhaltung eines Dampfdrucks von 4,5 at bot keine Schwierigkeiten; beim Anheizen wurden nach 20 Minuten 4,1 at erreicht und 2,5 kg Holz und 6,45 kg Kohlen verbraucht. Maximal

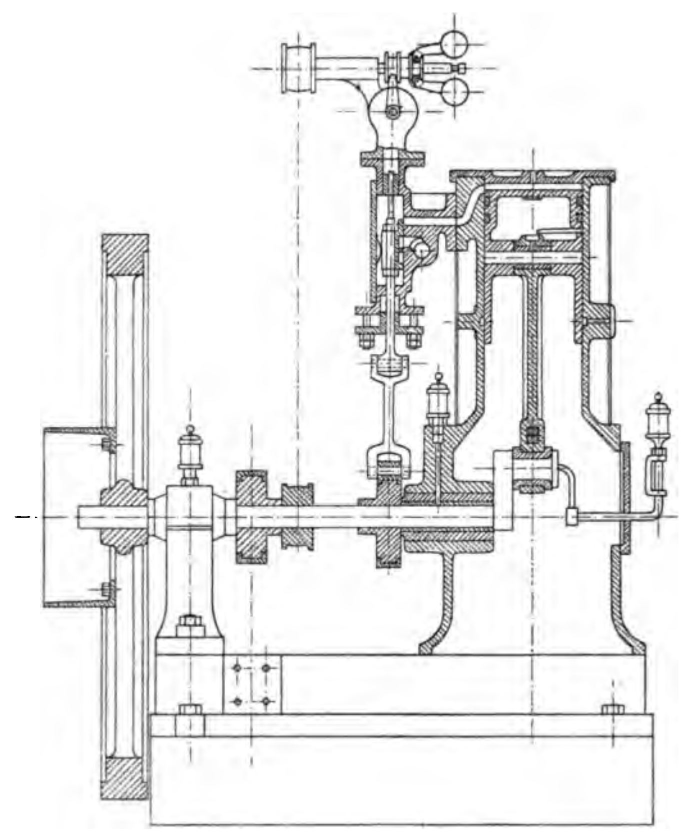


Fig. 451.

leistete die Maschine (bei etwas beschwertem Regulator) 3,28 eff. Pfst., mit n = 186,5.

Nachstehende Tabelle enthält die Angaben der Firma über die eincylindrigen Motoren. Durchmesser und Hub des Kolbens sind einander stets gleich gewählt und nehmen von 130 bis auf 270 mm zu.

	Leistung in eff. Pfst.	1	2	3	4	6	8	12
Maschine	Minutl. Tourenzahl . . .	220	200	190	190	190	190	175
	Riemscheibendurchm., m .	0,85	1,0	1,1	1,15	1,25	1,35	1,35
	Gewicht, kg	300	480	600	750	900	950	1050
	Preis, M.	645	765	990	1190	1450	1715	2050
Kessel	Heizfläche, qm	1,6	3,0	4,2	6,0	8,0	10,5	16,0
	Dampfdruck, at	5	5	5	5	6	6	6
	Gewicht, kg	490	800	1250	1500	1950	2300	3000
	Preis, M.	645	765	990	1190	1450	1715	2050

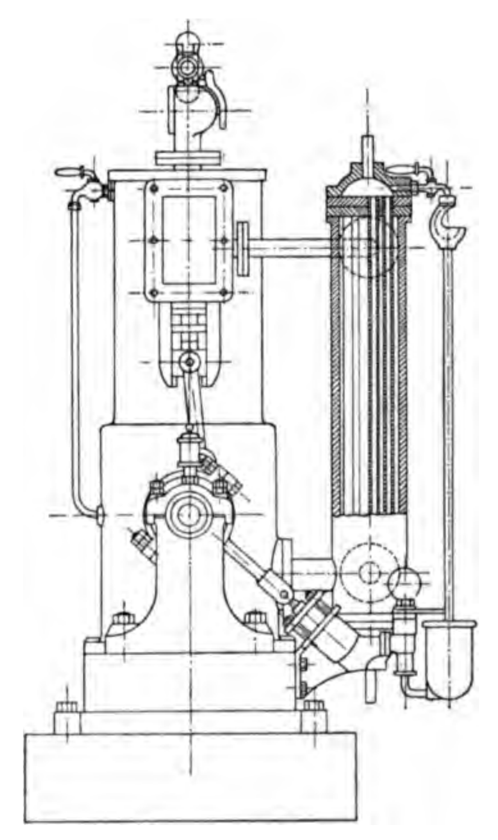


Fig. 452.

An dieser Stelle mag noch der Luftdampfmaschine von J. Hock in Wien gedacht werden. Einem gegen die Aussenluft abgeschlossenen,

unter Druck stehenden Feuer wird durch eine Luftpumpe gespannte Luft zugeführt, in die entstehenden Verbrennungsgase Wasser eingespritzt und das so gebildete innige Gemenge von Wasserdampf und Verbrennungsgasen, welches Hock „Luftdampf“ nannte, zur Arbeitsleistung in einer Dampfmaschine benutzt (D. R. P. 11942 und 16104). Bei Gelegenheit der Internationalen Elektrischen Ausstellung in Wien 1883 hat Radinger eine 6 e Maschine dieser Art gebremst und eine Nutzleistung von 12,23 e und einen Verbrauch von 1,02 kg Wiener Gaskoks für 1 e und h bestätigt. Dies Ergebniss ist ein so überaus günstiges, dass es als wünschenswerth bezeichnet werden muss, dasselbe durch anderweite Versuche und Betriebsergebnisse geprüft zu sehen. Die Zeugnisse bekundeten volle Zufriedenheit seitens der Besitzer solcher Maschinen, stellenweise während eines achtjährigen Betriebes. Ueber konstruktive Einzelheiten war kein Aufschluss zu erlangen und die in den Ankündigungen Hock's enthaltene Abbildung genügte nicht, um eine nähere Darlegung und ein Urtheil zu ermöglichen. Hock baute derartige Maschinen von 1 bis 60 e zum Preise von 1200 bis 9600 fl. ö. W.

Betreffs verwandter Bestrebungen, dem Betriebsdampfe für Dampfmaschinen ohne Kondensation gespannte Luft beizumischen siehe Verh. z. Bef. d. Gewerbfl. 1887 S. 79 und Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1887 S. 284.

Zum Schlusse erscheint es angezeigt, noch darauf hinzuweisen, dass Erhebungen zum Zwecke der Aufstellung besonderer gesetzlicher Bestimmungen für Anlage und Betrieb von Kleindampferzeugern vor längerer Zeit von seiten der Regierung gepflogen worden sind. In Oesterreich besteht (soweit Verfasser unterrichtet ist) ein besonderes „Zwergkessel“-Gesetz, in Deutschland ist dagegen die Frage noch zu keinem Abschlusse gelangt. Aus dem Berichte, welcher bezüglich der vom Königl. Preuss. Ministerium für Handel und Gewerbe dem Vereine deutscher Ingenieure vorgelegten Entwürfe zu Verordnungen betr. die Anlegung und den Betrieb von Zwergkesseln sowie von Kochgefässen [1]) erstattet und in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1887 S. 191 veröffentlicht wurde, sei Folgendes entnommen:

Der Entwurf war von der Absicht ausgegangen, den Begriff des Zwergkessels so zu begrenzen, dass ein derartiger Kessel noch für eine Dampfmaschine von 3 e ausreichend erscheint, und setzte eine Heizfläche von 1,75 qm für die Leistung einer Pferdestärke als erforderlich voraus. Mit 3 e dürfte jedoch die Grenze zu niedrig gezogen sein, da die zu diesem Zwecke in Berlin gemachten Erhebungen lehrten, dass derartige Anlagen

---

[1]) Die Entwürfe selbst sind veröffentlicht in der Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1886 S. 1033.

meistens für Leistungen von 3 bis 6 e und mehr gebaut wurden, da für kleinere Kraftleistungen die anderen Kraftmaschinen hinreichende Vortheile bieten. Aber selbst wenn man eine Heizfläche von 5,25 qm als obere Grenze für Zwergkessel als ausreichend erachten wollte, so würde doch die Anwendung des Produktes aus Fassungsraum und Spannung = 400 den meist gebräuchlichen Kleinkesseln nur sehr geringe Erleichterungen zu Theil werden lassen. Eine der Quelle beigegebene Zusammenstellung der üblichen Verhältnisse der Dampferzeuger von Lilienthal, Klotz, Günther u. Kops, Hoffmeister-Altmann, Friedrich, Sachs u. Bolte, Arndt u. Marichal, sowie von Querröhrenkesseln und einfachen Walzenkesseln lehrt, dass oben bezeichnetes Produkt in den weitaus meisten Fällen über 400 liegt; nur für Lilienthal's Dampferzeuger lag der Werth durchweg unter 400. Der Entwurf nahm als Massstab der Gefährlichkeit das Produkt aus Fassungsraum und Spannung an; dagegen lässt sich jedoch einwenden, dass es richtiger erscheint, hierbei nicht vom Fassungsraume, sondern vom Wasserraum, als dem eigentlichen Wärmespeicher, auszugehen. Ferner erscheint dieser Massstab nur anwendbar für die Wirkung einer Explosion, nicht aber für deren Entstehung, für welche vielmehr die Güte der Anordnung und Ausführung, des Betriebes und der Ueberwachung massgebend sind. Nach Erörterung der einschlägigen Verhältnisse kamen die Berichterstatter unter Berücksichtigung der allgemeinen polizeilichen Bestimmungen vom 29. Mai 1871 daher zu dem Vorschlage:

„Als Zwergkessel sind solche einzelnbetriebene, nicht eingemauerte Dampferzeuger zu bezeichnen, bei denen das Produkt aus der benetzten Heizfläche in qm und dem Ueberdruck in at die Zahl 30 nicht überschreitet.“ (S. a. S. 480.)

Hierbei sind 5 qm Heizfläche als wünschenswerthe und nothwendige Grenze angenommen und ist ein den heutigen Bedürfnissen durchschnittlich entsprechender Ueberdruck von 6 at ins Auge gefasst worden.

Falls die Regierung diesem Vorschlage nicht beipflichten wolle, empfehle es sich aus oben genanntem Grunde, anstatt des Fassungsraums den Wasserraum in Betracht zu ziehen, alsdann aber das Produkt aus Wasserraum, gemessen bis zur Marke des festgesetzten, niedrigsten Wasserstandes, und Spannung auf 1500 zu bemessen und die Bestimmung fortzulassen, wonach die Heizfläche zu $^2/_3$ aus Röhren von nicht über 50 mm Weite bestehen soll.

Bei Annahme des Vorschlages des Vereins deutscher Ingenieure würden mit 6 at Ueberdruck als Zwergkessel gegolten haben:

Kesselgattung	Produkt aus Fassungsraum und Ueberdruck	Heizfläche bis zu qm	Produkt aus Heizfläche und Ueberdruck
Lilienthal	64	2,80	16,8
Simplex	558	4,75	28,5
Hoffmeister	1384	4,90	29,4
Friedrich	969	4,72	28,3
Victoria	1332	4,60	27,6
Querröhrenkessel . . .	2250 [1])	5,00	30,0
Walzenkessel	8400	5,00	30,0
Mignon	1914	5,00	30,0
Heizröhrenkessel	2718	5,00	30,0

Wie sich die Produkte aus Wasserraum und Spannung gestalten, sehe man in der Quelle nach.

Von seiten der Berichterstatter wurde ferner noch (den Regierungsentwurf erweiternd) empfohlen, mit der ersten Abnahmeuntersuchung eine sorgfältige Prüfung der Bauart und Ausführung zu verbinden und zwischen je zwei vollständige (innerliche und äusserliche), mit Wasserdruckprobe verbundene, laufende Untersuchungen zwei nicht angekündigte Betriebsrevisionen einzufügen, so dass der Zwergkessel jährlich einmal von Beamten untersucht würde. Letztere, etwas verschärfte Bestimmung erschien erforderlich, da vielfach der Betrieb der Kleindampfmaschinen unkundigen Händen anvertraut wird.

Mit Erlass derartiger gesetzlicher Bestimmungen wären mancherlei Unzuträglichkeiten beseitigt worden, welche es den Erbauern von Kleindampfmaschinen erschweren, Geschäfte abzuschliessen und den Wettbewerb mit anderen Kleinkraftmaschinen-Erbauern zu bestehen. Eine Regelung dieser Verhältnisse ist jedoch leider bis heute nicht erreicht worden.

---

[1]) Bei 75 l Fassungsraum auf 1 qm Heizfläche.

Alphabetisches Sach- und Namenregister.

Acme-Kompound-Gaskraftmaschine 285.
Adam, Benzinkraftmaschine 408.
— Gaskraftmaschine 269.
— Wasserkraftmaschine 9, 53, 55.
Altmann & Co., Ad. Dampfmaschine 488.
— Petroleumkraftmaschine 437, 440.
Andraud, Heissluftmaschine 83.
Andrew & Co., Gaskraftmaschine 234.
Armstrong, Wasserkraftmaschine 9.
Arndt & Marichal, Dampfmaschine 484, 513.
Arnott, Feuerluftmaschine 81.
Atkinson, Gaskraftmaschinen 190, 232, 276, 277, 278, 282, 284, 287, 288.
Ayrton und Perry 342.

Banki, 194, 457.
Barber, Gaskraftmaschine 169.
Barker, T. B., Gaskraftmaschine 236.
Barnett, W., Gaskraftmaschine 170.
Barsanti und Matteucci, Gaskraftmaschine 171, 293.
Baxter, Kessel 494.
Beau de Rochas, Viertakt 205.
Beauchamp-Tower 279.
Bechstein, Bald., Gaskraftmaschine 272.
Beck gas engine 282, 283.
Beissel, Gaskraftmaschine 259.
Bell & Co., Th., Turbine 72.
Bellamy 288.
Belou, Feuerluftmaschine 87.
Belpaire, Entropiediagramm 105, 114, 129, 139, 384, 471.
Benier, Feuerluftmaschine 162.
Bénier und Lamart, Gaskraftmaschine 200.
Benz, Benzinkraftmaschine 408.
— Gaskraftmaschine 189, 261, 340.
Benzin 385.
Berlin-Anhaltische Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, Gaskraftmaschine 272.
— Heissluftmaschine 119.
Berliner Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft vorm. L. Schwartzkopff, Petroleumkraftmaschine 449.
Berndt 364.
Berthelot 349.
Betriebskosten von Kleinkraftmaschinen 3.
Bielefelder Nähmaschinenfabrik Dürkopp & Co, Gaskraftmaschine 267.
— Petroleumkraftmaschine 447.
Bisschop, Gaskraftmaschine 299, 302.
Bock 272.
Böcking 175.
Boetius 87.
Bork 40, 134, 151, 153.
Borsig, A., Gaskraftmaschine 272.
Bosch, R., 401.
Bousfield 317, 318, 320, 324.
Bramwell und Imray 338.
Brandt, A., Wasserkraftmaschine 9.
Brauer 99, 119, 137, 155, 216, 217.
Brayton, Benzinkraftmaschine 389.
Britannia-Motor 427.
British Gas Engine Co. 276.
Brooks und Steward 331, 332, 345, 363.
Brown, Feuerluftmaschine 153.
Brown, Sam., Gaskraftmaschine 170.
Brünler, O, 191, 436.
Bürkli-Ziegler 31.
Bunsen 184, 186, 305, 313, 317, 325, 349.
Burdin und Bourget 91.
Burt & Co., Gaskraftmaschine 285, 289.
Buschbaum, G. A., Heissluftmaschine 94, 147, 150.
Buss, Sombart & Co., Gaskraftmaschine 251, 304.
Butzke & Co. Petroleumkraftmaschine 448.

Calorisca 134.
Campbell, Petroleumkraftmaschine 427.
Capitaine, E., 219, 410, 428, 441, 451, 452, 454, 455, 456.
— und Gebhardt Heissluftmaschine 151.
Capper 425, 428.
Carnot 79, 102, 110, 192, 457, 458, 459, 461, 508.
Cayley, Feuerluftmaschine 79.
Cheverton 171.
Churchill, Feuerluftmaschine 90.
Clarke, Chapmann & Co, Petroleumkraftmaschine 427.
Clerk, D, 184, 187, 229, 233, 234, 285, 287, 288, 313, 317, 318, 322, 324, 325, 326, 327, 341, 354, 355, 424, 472.
— Gaskraftmaschine 173, 189, 253.
Cobham & Co., Gaskraftmaschine 201.
Compagnie française des moteurs à gaz 227.
Coque, Wasserkraftmaschine 10, 42.
Craft 347.
Crossley Bros., Gaskraftmaschinen 227, 228, 229, 230, 279, 287.
— Petroleumkraftmaschine 426.
Crowe, Gaskraftmaschine 292.
Cycle gas engine 278.

Daimler 217, 219, 402.
Daimler-Motoren-Gesellschaft, Benzinkraftmaschine 402.
— Petroleumkraftmaschine 417.
Dampf-Sparmotor 517.
Davey, Dampfmaschine 508.
Delabar 7, 77.
Delamare-Deboutteville und Malandin, Gaskraftmaschine 263.
Delièg e, Gaskraftmaschine 228.
Deneffe & Cie., Jules, Gaskraftmaschine 272.
Denton 472.
Deville 313, 317, 347.
Dewar 338, 339.
Diesel 192, 384, 436, 451, 457, 461, 468.
Differential gas engine 276.
Dissociation 313, 314, 317, 320, 325, 326, 329, 347, 355, 424.
Dowson-Gas 174, 288.
Dredge 511.
Dresdner Gasmotorenfabrik vorm. M. Hille, Benzinkraftmaschine 406.
— Gaskraftmaschine 272.
— Petroleumkraftmaschine 445.
Dubain, Gaskraftmaschine 170.
Dwelshauvers-Dery 380.

Ebbs 228, 229, 361.
Eckerth 87, 95.
Economic Motor Co., Gaskraftmaschine 203.
Edwards, Gaskraftmaschine 201.
Edwards und Piobert, Heissluftmaschine 89.
Eimecke, Heissluftmaschine 151.
Eisenwerk Gaggenau, Dampfmaschine 499, 517.
Elze, Dampfmaschine 503.
Ensslin 490.
Ericsson, Heissluftmaschine 81, 83, 84, 86, 94, 96.
Escher, Wyss & Co., Tangentialrad 6.
— Turbine 71.
Excelsior-Gewerbemotor 515.

Felber, Wasserkraftmaschine 6.
Fétu & Defize, Gaskraftmaschine 227.
Field-Kessel 481, 491, 511.
Fielding & Platt, Gaskraftmaschine 237.
— Petroleumkraftmaschine 427.
Fink, Gaskraftmaschine 187, 292.
Forest, Gaskraftmaschine 201.
Foulis, Gaskraftmaschine 292.
Främbs & Freudenberg, Dampfmaschine 485.
Franchot, Heissluftmaschine 82.
François, Gaskraftmaschine 304.
Fredenhagen, W., Heissluftmaschine 147.
Frese 302, 359, 360, 364.
Friedrich und Jaffé, Dampfmaschine 495, 499.
Funck, Gaskraftmaschine 251.

Galy-Cazalat, Gaskraftmaschine 170.
Gasmotoren-Fabrik Deutz, Benzinkraftmaschine 398.
— Dieselmotor 472.
— Gaskraftmaschinen 214, 217, 220, 223, 276, 277, 335.
— Petroleumkraftmaschine 412.
Gasmotorenfabrik Moritz Hille, Benzinkraftmaschine 408.
— Petroleumkraftmaschine 451.
Gebr. Körting, Benzinkraftmaschine 404.
— Gaskraftmaschinen 217, 237, 243, 247, 340, 341.
— Petroleumkraftmaschine 416.
Gebr. Pfeiffer, Petroleumkraftmaschine 423.
Gendebien & Naumann, Dampfmaschine 484.

Gilles, Gaskraftmaschine 304.
Girard, Turbine 6.
— Wasserkraftmaschine 9.
Gloy, Heissluftmaschine 151.
Gnom-Motor 446.
Göbel, Wasserkraftmaschine 61.
Goepel, Dampfmaschine 505.
Gräflich Stolberg-Wernigerödische Factorei, Gaskraftmaschine 276.
Grashof 87, 306.
Griffin, Gaskraftmaschine 279, 282, 283.
Grob & Co., J. M., Petroleumkraftmaschine 410, 428, 433, 434.

Haug, Joh., Wasserkraftmaschine 9, 35, 39.
Halle'sche Maschinenfabrik und Eisengiesserei, Benzinkraftmaschine 398.
Hallewell, Gaskraftmaschine 304.
Hambruch, Gaskraftmaschine 291.
Hanner, Heissluftmaschine 92.
Hannoversche Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft, Gaskraftmaschine 250.
Hartmann, W., 415, 416, 418, 422, 426, 433, 436, 440, 441, 446, 447, 448, 472, 478.
Hastie, Wasserkraftmaschine 9, 55, 57.
Harard, Gaskraftmaschine 170.
Hautefeuille, Pulverkraftmaschine 168.
Heilmann, Ducommun & Cie, Gaskraftmaschine 263.
Helffenberger, Wasserkraftmaschine 55.
Henniges & Co, Gaskraftmaschine 291.
Hermann-Lachapelle 481, 490, 491, 500.
Hirn 104, 186, 306, 324, 325, 358.
Hirsch 96.
Hock, J., Benzinkraftmaschine 388.
— Feuerluftmaschine 151, 153.
— Luftdampfmaschine 520.
Hörmann 312.
Hoffmeister, H. C., Dampfmaschine 485.
Hopkinson 279, 341.
Hopmann, Heissluftmaschine 92, 151.
Hoppe, C., Dampfmaschine 507.
Hornsby-Ackroyd, Petroleumkraftmaschine 423.
Hugon, Gaskraftmaschine 171, 173, 198, 289, 306, 312.
Hutchinson, Gaskraftmaschine 201.
Huyghens, Pulverkraftmaschine 168.

Jahn & Cie., Heissluftmaschine 141.
James, Heissluftmaschine 91.
Jamieson 286.
Januscheck, Petroleumkraftmaschi 448.
Jörning und Sauter, Dampfmaschi 485.
Johnson, Heissluftmaschine 90.
Johnston, Gaskraftmaschine 171.
Jonval, Turbine 6.

Kabath, Gaskraftmaschine 259.
Kapeller 272.
Kasalowsky, Petroleumkraftmaschine 449.
Kennedy 279, 280.
Kernaul, Wasserkraftmaschine 55.
Kieffer & Engelmann, Wasserkraftmaschine 9, 41.
Kinder & Kinsey, Gaskraftmaschine 198.
Kirk Rider, Gaskraftmaschine 251.
Kjelsberg, Petroleumkraftmaschine 44[illegible]
Klein, Dampfmaschine 511.
Kleinkesselgesetz 521.
Klotz, Günther & Kops, Dampf maschine 505.
Koeber's Eisenwerk, Gaskraftmaschin 269.
Köchy, Heissluftmaschine 151.
Köhler, Heissluftmaschine 151.
— Theorie der Gaskraftmaschinen 173, 1[illegible] 191, 192, 225, 227.
König Friedrich August-Hütt Petroleumkraftmaschine 447.
Körting 360, 361.
Kolbengeschwindigkeit bei Gaskraftm schinen 356, 361, 373.
Kolbenreibung in Gaskraftmaschinen 3[illegible] 372.
Komarek, F. K., Dampfmaschine 4[illegible]
Kompound-Gaskraftmaschine 273, 286.
Kompression der Ladung 316, 375, 47[illegible]
Krause 133.
Kröber, Wasserkraftmaschine 9, 29.
Kroll & Co., G. A, Dampfmaschine 5[illegible]
Kronauer 28.
Krupp, Fried., Gaskraftmaschine [illegible]
— Dieselmotor 461, 472.
Kuhn, G., Dampfmaschinen 484, 51[illegible]
— Wasserkraftmaschine 30.
Kuhnert, A., Turbine 67.

Lange 252.
Lange & Gehrkens, Dampfmas 485.
Langen 204, 205.
Langen & Otto, Gaskraftmaschine 304, 306.
Langen & Wolf, Gaskraftmaschine

Langensiepen, Rich, Petroleumkraftmaschine 448.
Laubereau, Heissluftmaschine 88. 93.
Lebon, Gaskraftmaschine 169.
Lehmann, Heissluftmaschine 85, 92, 108, 111, 117, 119, 135.
Lehmann, Turbinen 63, 65.
Leipziger Dampfmaschinen- und Motorenfabrik vorm. Ph. Swiderski, Petroleumkraftmaschine 441.
Leloutre 364.
Lenoir, Gaskraftmaschine 172, 173, 188, 195, 259, 306, 312, 316, 328, 356.
Lenz & Co., Gaskraftmaschine 303.
Lewicki, 16, 517.
Lieckfeld 171, 245, 404, 437, 475.
Lilienthal, Dampfmaschine 500, 502.
Linford, Gaskraftmaschine 250.
Livesay, Gaskraftmaschine 292.
Lorenz 194.
v. Lüde, Petroleumkraftmaschine 448.
Lüders 470.
Luftdampfmaschinen 91, 520.
Lutzky, Benzinkraftmaschine 406.
— Gaskraftmaschine 269.

Macgregor 174.
Mallard & Lechatelier 165, 178, 186, 195, 317, 318, 325, 326, 347, 370.
Mansfeld, Chn., Gaskraftmaschine 273.
Marinoni, Gaskraftmaschine 195.
Martini, F., Gaskraftmaschine 272.
Martini, Heissluftmaschine 151.
Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Nürnberg, Gaskraftmaschinen 269, 272.
Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft Union, Dampfmaschine 511.
Maschinenbau-Gesellschaft München, Gaskraftmaschine 269.
— Petroleumkraftmaschine 449.
Maschinenfabrik Augsburg, Dieselmotor 461.
Maschinenfabrik Heidelberg, Petroleumkraftmaschine 437.
Maxim, Gaskraftmaschine 259.
May & Kühling, Heissluftmaschine 119.
Mayer, Ph., Wasserkraftmaschine 9, 41, 46, 48, 49.
Megy, Wasserkraftmaschine 9, 62.
Meidinger 298, 306.
Membransteuerungen 225, 412, 455.
Meyer, E., 191, 354, 358, 410, 445, 461. 472, 473, 475, 476, 478.
Mignon & Rouart, Gaskraftmaschine 204, 304.
Mignon-Motoren 513.
Millon, Gaskraftmaschine 204.
Mixa 51.
Moehring, Heissluftmaschine 151.
Möller und Blum, Wasserkraftmaschine 61.
Molitor & Co., Petroleumkraftmaschine 437.
Monski, Al., Dampfmaschine 511.
— Heissluftmaschine 132, 133.
Motorenfabrik Oberursel W. Seck & Co., Petroleumkraftmaschine 446.
Motorenfabrik Werdau, Benzinkraftmaschine 408.
— Gaskraftmaschine 273.
— Petroleumkraftmaschine 449.
Müller & Klasek, Dampfmaschine 494.
Müller-Melchiors 120.
Musil 29, 34, 40, 41, 146, 153, 222, 389.

Nachbrennen 354, 356, 379, 384.
Nacke, Heissluftmaschine 92.
Niepce, Gaskraftmaschine 170.
Norton 84.

Ord, Gaskraftmaschine 200.
Otto, N., Gaskraftmaschine 173, 174, 188, 204, 225, 307, 312, 328, 331, 356, 379.

Papin, Pulverkraftmaschine 169.
Parker, Gaskraftmaschine 201.
Parkinson und Crossley, Heissluftmaschine 81.
Pascal, Heissluftmaschine 84.
Paucksch, H., Gaskraftmaschine 269.
Pelton, Turbine 72.
Perkins 500.
Petroleum 386.
Pieper 497, 499.
Pornitz, U., Dampfmaschine 502.
Potworowski 438.
Powell, Th., Gaskraftmaschine 263.
Priestman Brothers, Petroleumkraftmaschine 418.

Queva & Co., Turbine 63.

Raab, Heissluftmaschine 151.
Radinger 18, 484, 488, 490.
Rankine 102, 103, 107, 173, 332.
Ravel, Gaskraftmaschine 199.
Regeneratoren der Heissluftmaschinen 80, 103, 132.

Regnault 178.
Regulierung der Gaskraftmaschinen 212, 241, 242, 246, 256.
— der Heissluftmaschinen 94, 150.
— der Wasserkraftmaschinen 10.
Reichel 75.
Reithmann, Gaskraftmaschine 171, 198.
Reitlinger 104.
Rennes, Heissluftmaschine 142, 146.
Reuleaux 72.
Richard 290, 518.
Rider, Heissluftmaschine 120, 133.
Rider Engine Co. 96.
Rieter & Co., Joh. Jak., Turbine 67.
Rivaz, Gaskraftmaschine 170.
Robey & Co., Gaskraftmaschine 237.
— Petroleumkraftmaschine 426.
Robson, Gaskraftmaschine 304.
Roots, Petroleumkraftmaschine 427.
Roper, Feuerluftmaschine 90.
Rost & Co., C. E., Kessel 481.
Rowden 286.
Rücker 317.
Ruston Proctor, Gaskraftmaschine 201.
Ruthven 500.

Sachs & Bolte, Dampfmaschine 512.
Sachsenberg, Gebr., Heissluftmaschine 137, 141.
Sachsenberger Aktien-Maschinenfabrik und Eisengiesserei, Petroleumkraftmaschine 451.
Sächs. Dampfschiffs- und Maschinen-Bau-Anstalt, Dampfmaschine 500.
Sächs. Stickmaschinenfabrik, Kessel 481.
— Dampfmaschine 507.
Saurers Söhne, F., Gaskraftmaschine 272.
— Petroleumkraftmaschine 448.
Schaltenbrand 12, 58.
— & Möller, Wasserkraftmaschine 11, 58.
Scavenging engine 230, 282.
Scharrer und Gross, Dampfmaschine 514.
Scheibler, Fritz, Petroleumkraftmaschine 453.
Schiltz, Gaskraftmaschine 292.
— Petroleumkraftmaschine 409.
Schleicher, Schumm & Co., Gaskraftmaschinen 227.
Schmid, A., Gaskraftmaschine 273.
— Wasserkraftmaschine 6, 13, 27, 28, 29.
Schmidt, Theorie der Heissluftmaschine 96.
Schmidt, W., Dampfmaschine 515, 517.
Schmidt, W., Heissluftmaschine 151.
Schöttler 55, 119, 122, 125, 170, 171, 173, 182, 187, 213, 269, 277, 302, 305, 313, 327, 335, 338, 339, 348, 356, 359, 363, 391, 392, 428, 433, 502.
Schorch, Heissluftmaschine 150, 151.
Schranz & Rödiger, Dampfmaschine 490.
Schröter 104, 108, 172, 269, 333, 356, 465, 467, 468.
Schumacher, W. Joh., Wasserkraftmaschine 27.
Schwammkrug, Turbine 6.
Schwartze 71.
Schwarzkopff, Heissluftmaschine 88.
Schweizer, Gaskraftmaschine 174, 305.
Schweizer. Lokomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur, Gaskraftmaschine 272.
— Petroleumkraftmaschine 448.
Seraine, Gaskraftmaschine 261, 273.
Shaw, Feuerluftmaschine 92.
Siemens, Gaskraftmaschinen 171, 174, 258.
Simon, Gaskraftmaschine 191, 275, 289, 291.
Simplex-Motoren 505.
Slaby 62, 77, 95, 96, 98, 99, 112, 115, 119, 123, 135, 137, 138, 140, 143, 147, 155, 163, 167, 175, 177, 282, 311, 312, 327, 328, 331, 341, 359, 361, 363, 372, 470, 472.
Société française des moteurs Crébessac, Gaskraftmaschine 272.
Spangler 288.
Sparmotor Klein 511.
Spiel, Benzinkraftmaschine 393.
Spiritusmotor 405, 434.
Steel 338.
Stenberg, Heissluftmaschine 134.
Sterne & Co., Gaskraftmaschine 258.
Stirling, Heissluftmaschine 79.
Stockport - Otto, Gaskraftmaschine 234, 288.
Stodola 194.
Street, Benzinkraftmaschine 385, 388.
— Gaskraftmaschine 169.
— und Brown, Flammenzündung 198.
Strong, Gasgenerator 201.
Sulzer Gebr., Wasserkraftmaschine 30.
Swiderski, Petroleumkraftmaschine 410, 451.

Tangye-Pinkney, Petroleumkraftmaschinen 427.
Teichmann 175, 339.

Theorie der Schichtung der Ladung in Gaskraftmaschinen 307, 309, 311, 313, 314, 324, 328, 329, 336, 338, 379.
Thomson 176.
Thomson, Sterne & Co, Benzinkraftmaschine 392.
Todt, Feuerluftmaschine 166.
Trent gas engine 275.
Tresca 87, 88, 197, 198, 199, 260, 298, 305, 328.
Turner, Gaskraftmaschine 200.

Unwin 281, 282, 421.

Vacuum-Motor 508.
Verbrennung und Entflammung der Ladung 314, 315, 316, 323, 324, 326, 337, 355, 357, 379.
Verdet 317.
Vereinigte Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg, A. G., Dieselmotor 472.
— Gasmotoren 253.
Victoria-Dampfmotoren 512.
Vieille 349.
Vogel und Schlegel, Dampfmaschine 500

Wedding 312, 313.
Wegelin und Hübner, Dampfmaschine 485.
Weisbach-Herrmann 12, 21, 24.
Wells Brothers Gaskraftmaschine 237.
— Petroleumkraftmaschine 427.
Wenham, Feuerluftmaschine 92.
Werkzeugmaschinenfabrik Union, Gaskraftmaschine 267.
Weygandt und Klein, Kessel 482.
Weyman & Hitchcock, Petroleumkraftmaschine 427.
Weyrauch 96.
Whipple, Heissluftmaschine 87, 90.
Wiedemann 318.
Wigand 309, 310, 311, 389.
Wilcox, Heissluftmaschine 89, 151.
Windhausen & Huch, Heissluftmaschine 89.
Windkraftmaschinen 2.
Winter, Wasserkraftmaschine 9, 51.
Wittig & Hees, Gaskraftmaschine 250.
Witz 169, 171, 173, 174, 187, 242, 260, 266, 275, 293, 303, 342, 349, 355, 360, 363, 364, 369, 371, 372.
Worsam, Gaskraftmaschine 259.
Wright, Wellm., Gaskraftmaschine 170.
Wüllner 318.
Wyss & Studer, Wasserkraftmaschine 9, 31, 33.

Young & Kirk, Heissluftmaschine 90, 148.

Zeuner 28, 87, 104, 105, 158, 178, 358, 381, 470.
Ziegler & Bosshard, Turbine 69.
Zimmermann, Gaskraftmaschine 292.
Zipf & Langsdorff, Heissluftmaschine 133.
Zündung der Ladung in Gaskraftmaschinen 234, 257, 376, 378.
Zuppinger, Tangentialrad 6.
Zwergmotoren 499.
Zwickauer Maschinenfabrik, Dampfmaschine 485.

115



